ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 7 • июль • 2015

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 339.543:346.232

ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОДДЕРЖКА АВТОМОБИЛЬНОГО РЫНКА РОССИИ В УСЛОВИЯХ СПАДА ОБЪЕМОВ ПРОДАЖ

Канд. экон. наук **Е.А. ЧИРИКАНОВА**
МАДИ (499. 155-07-90)

Рассматриваются проблемы автотранспортного как российского, так и зарубежного рынков, связанные с утилизацией автомобилей.

Ключевые слова: *автотранспортные средства, утилизация, государственное регулирование.*

Chirikanova E.A.

STATE SUPPORT FOR THE RUSSIAN AUTOMOTIVE MARKET, WITH DECLINING SALES

The problems of the transport market, both Russian and foreign, are associated with disposing of cars have ended a life are discussed.

Keywords: *vehicle, disposal, state regulation.*

Отечественный автомобильный рынок в условиях нестабильного развития мировой экономики требует, как свидетельствует опыт, внимания и поддержки со стороны государства. Об этом говорит тот факт, что поддержка производителя в рамках различных программ, стимулирующих покупательский спрос, уже неоднократно давала хорошие результаты. Типичный пример тому — программа утилизации АТС: даже ее довольно робкая реализация после кризиса 2008—2009 гг. существенно увеличила объемы их продаж. И это нельзя не учитывать в настоящее время, когда объемы продаж автомобильной техники на российском рынке резко падают. Например, в 2014 г. по сравнению с 2013 г. — на 12,7 % (табл. 1), а в 2015 г. этот спад будет еще заметнее, что заставляет филиалы некоторых зарубежных компаний не только сокращать, но и закрывать производство.

Однако, несмотря на снижение объемов продаж, производство автомобилей на территории России как было, так и остается массовым. Поэтому у нас, как и во многих странах, существует и обостряется проблема утилизации отслуживших свой срок АТС. И не только из-за снижения рыночного спроса, а и потому, что большему числу специалистов становится очевидным: несвоевременно или плохо утилизированная автомобильная техника — удар по экологии. Поэтому к настоящему времени уже есть и узаконена на государственном уровне, по сути, единая для всех стран идеология утилизации, которая предусматривает уменьшение загрязнения окружающей среды; экономию материальных и энергетических ресурсов; снижение затрат на производство АТС за счет вторичного использования материалов. Более того, эта идеология узаконена в виде международных стандартов ИСО 14040—ИСО 14043, в которых содержатся перечни конкретных мер, связанных с уменьшением вредного воздействия АТС на окружающую среду. Эти меры, в частности, предусматривают сокращение объемов отходов, не подлежащих утилизации при завершении эксплуатации автомобилей; повторное использование их деталей и компонентов, не выработавших своего технического ресурса к моменту списания; возможность производства из материалов изношенных компонентов автотранспортных средств новых изделий и т.п.

Какую пользу такие меры могут принести, говорит такой факт: в мире ежегодно производится ~50 млн только легковых автомобилей, масса каждого из которых составляет 1200...1500 кг. Значит, это 60...75 млн т,

Таблица 1

Марка автомобиля	Объемы продаж (ед.)		Коэффициент роста
	С 01.01. по 31.10. 2013 г.	С 01.01. по 31.10.2014 г.	
ВАЗ	38 0852	321 590	0,84
"Рено"	175	156 098	0,90
"Киа"	164 595	154 813	0,94
"Хёндэ"	151 977	148 242	0,98
"Тойота"	127 977	128 466	1,004
"Нисан"	114 193	126 313	1,11
"Шевроле"	142 318	99 142	0,70
"Фольксваген"	103 119	129 847	0,79
"Шкода"	70 619	71 553	0,99
"Мицубиси"	59 586	63 269	0,94
ГАЗ	65 474	38 367	0,80
"Форд"	85 430	50 226	0,59
"Даймлер-Бенц"	36 200	40 673	1,12
"Мазда"	35 153	39 119	1,11
УАЗ	40 816	36 964	0,81

из которых 60...80 % — это железо и его сплавы. Значит, если даже допустить, что владельцы легковых автомобилей меняют их на новые через один и тот же срок, то мир ежегодно выбрасывает миллионы тонн железа. На самом же деле положение еще хуже: сроки замены АТС непрерывно сокращаются (появляются модели с более высокими потребительскими свойствами и т.д.). А если учесть грузовые автомобили, автобусы, другие колесные, гусеничные и специальные машины, то становится понятным, почему появились и так быстро развиваются предприятия, занятые утилизацией отработавшей свой ресурс техники: не будь их, земля превратится в сплошные свалки.

Для упорядочения этого процесса во всех странах разработаны программы утилизации, поощряющие производителей и владельцев АТС их реализацию. Например, в США, Великобритании и Германии для поддержки производителей автотранспортных средств предлагают покупателям дополнительные выплаты: сдал старое АТС в утилизацию, получи некоторую сумму на покупку нового. Размер такой выплаты в США составляет 4500 долл., в Германии — 3500 долл., в Великобритании — 3100 долл.

Такие меры, когда случился в 2008—2009 гг. мировой финансовый кризис, фактически спасли национальные автомобильные рынки этих стран: спрос на новые АТС в каждой из них увеличился как минимум на 550...700 тыс. ед.

В настоящее время в названных выше странах кризиса нет, но государственные программы утилизации действуют по-прежнему, и даже развиваются. Например, в США сейчас утилизируется почти 15 млн автотранспортных средств. Для этой цели построено порядка 200 заводов, занимающихся разборкой, сортировкой и шредерной обработкой деталей старых автомобилей.

В нашей стране первые шаги в этом направлении тоже сделаны. Так, в 2010 г. начала работать программа, цель которой состояла в том, чтобы владельцы легковых автомобилей со сроком эксплуатации более 10 лет приобретали новые отечественной сборки. Сдав такой автомобиль в утилизацию, его владелец получал сертификат номиналом 50 тыс. руб. При покупке нового автомобиля его цена снижалась на эту сумму.

Так задумывалось, однако на практике возник ряд проблем. Во-первых, автомобилей со сроком службы более 10 лет оказалось очень много. Во-вторых, в стране практически отсутствовала инфраструктура утилизации. В-третьих, срок действия этой программы был ограничен. В результате, если судить по данным аналитического агентства "Автостат", владельцы из 34,4 млн зарегистрированных на 2009 г. легковых автомобилей 19,6 млн составляли автомобили со сроком эксплуатации более 10 лет, получили 600 тыс. сертификатов. Иначе говоря, только 17,4 % потенциальных покупателей. Тем не менее даже программа позволила хоть в какой-то мере поддержать отечественных производителей (прежде всего ВАЗ). И хотя с задержкой, но все-таки начать процесс развития инфраструктуры по утилизации этих АТС.

Таблица 2

Срок эксплуатации автомобиля, лет	Доля в автопарке, %	
	Российские марки	Иностранные марки
До 3-х	8,6	25,8
От 3-х до 7	12,8	31,2
От 7 до 10	12,1	10,3
Более 10	66,5	32,7
Итого	100	100

К этому подталкивает не только кризис, но и состав российского автопарка. В конце 2013 г. он включал, по данным того же "Автостат", очень много старых автомобилей как отечественного, так и зарубежного производства. Например, если взять легковые автомобили (табл. 2), то доля отечественных моделей со сроком эксплуатации более 10 лет составляла 66,5 %, а в случае зарубежных моделей с тем же сроком эксплуатации — 32,7 %. То есть фактически весь автопарк нуждался в обновлении.

С грузовыми АТС ситуация то же была не лучше. Даже хуже: если вопрос обновления парка легковых автомобилей касается только покупателей, приобретающих их для личного пользования, то в случае автомобилей грузовых — это вопрос государственной важности, автотранспортного обеспечения страны.

Учитывая все это, Минпромторг РФ в 2014 г. решило не только возобновить программу утилизации автотранспортных средств, но и расширить, включив в нее и грузовые автомобили. Эта программа имеет и еще одну особенность: проблема решается не за счет бюджета, а за счет автомобилестроителей, чьи производства расположены на территории России. Правда, государство компенсирует им затраты, но только в виде субсидии. И они в своем большинстве приняли такие условия. Сейчас в программе участвуют такие производители, как ГАЗ, "АвтоВАЗ", КамАЗ, "Соллерс", "Форд Солерс", "ПСА Пежо—Ситроен", "Фольксваген", "Рено Россия", "Хёндэ" и КИА. Но объем и такого их финансирования, к сожалению, сравнительно невелик — 10 млрд руб., поэтому программа прекратила свое действие раньше, чем предполагалось, а число утилизированных АТС не превысило 170 тыс. Но важно уже то, что она, во-первых, работала, а во-вторых, то, что в ней могли принять участие владельцы не только легковых, но и грузовых автомобилей, в-третьих, это могли сделать как физические, так и юридические лица. Главное, чтобы хозяин АТС владел им не менее шести месяцев. Более того, он мог сдать его на утилизацию не только дилеру, но и в специализированные утилизационные предприятия, которые уже есть в 50 субъектах РФ.

Как видим, опыт реализации таких программ у нас в стране небольшой. Отсюда и всякого рода "шероховатости". Например, специалисты считают: если бы программа начала свое действие не с 1 сентября 2014 г., а намного раньше, то для покупателя это было бы более привлекательно, потому что в конце года производители, как правило, сами предоставляют значительные скидки, чтобы реализовать складские остатки. Но это — в частности. Если же говорить в целом, то такие программы весьма полезны как покупателям, так и производителям АТС. Покупателю они дают возможность получить скидку в цене на новый автомобиль, производитель, в свою очередь, увеличивает объем продаж и впоследствии может компенсировать предоставленную скидку. Безусловно, интересна она также администрациям и простым жителям городов. Для тех и других захламление дворов старыми автомобилями — "головная боль". Наконец, обновление парка автомобилей — это резкое улучшение городской экологии, а значит, качества жизни.

"МИР АВТОБУСОВ—2015"

В Коломне завершился VIII Международный автотранспортный фестиваль "Мир автобусов". Его организаторами выступили ГУП МО "Мострансавто" и МАП № 2 "Автоколонна 1417" при поддержке Правительства Московской области и Министерства транспорта Московской области.

В церемонии открытия фестиваля приняли участие министр транспорта Московской области Александр Зайцев, генеральный директор ГУП МО "Мострансавто" Вадим Сидоренков, глава городского округа Коломна Галина Грачева, глава Коломенского муниципального района Андрей Ваулин, заместитель председателя Московского областного комитета профсоюзов работников автотранспорта и дорожного хозяйства Юрий Смекалин, директор МАП № 2 "Автоколонна 1417" Николай Сиделев. Право дать торжественный старт фестивалю в год 70-летия Победы организаторы предоставили ветеранам предприятия, участникам Великой Отечественной войны капитану армейской разведки Петру Васильевичу Мальцеву и старшине зенитных войск Николаю Николаевичу Приступе.

В этом году в фестивале приняли участие 70 экспонентов из 12 стран. Экспозицию посетили более 4 тысяч гостей, в том числе около 2,5 тысяч специалистов-транспортников. Производители и продавцы представили около 50 автобусов, в том числе новинки. Так, группа ГАЗ презентовала новый компактный автобус "Вектор-3" на шасси "Исудзу". Компания "РусбизнесАвто" представила единственный в России туристический автобус "Хайгер-6122В". Премьеры от ОАО "КамАЗ" — полностью низкопольный пассажирский автобус НефАЗ-5299-40-51 с дизелем стандарта "Евро-5" и газовый НефАЗ 5299-40-51 с обновленным интерьером. Фирма "КамАЗ-Марко" привезла на фестиваль два автобуса "Бравис": "школьный", адаптированный для перевозки детей, и газовый автобус в пригородном исполнении. Одна из новинок, автобус "Скания Хайгер А80", осталась в Автоколонне 1417 на тестовую эксплуатацию. Этот туристический автобус — результат совместной работы компаний "Скания" и "Хайгер". В числе его достоинств мощные, надежные и экономичные двигатели, усовершенствованный дизайн рабочего места водителя, универсальная планировка и элегантный дизайн салона.

Деловая программа фестиваля была как всегда насыщенной. На круглых столах и семинарах в эти дни эксперты транспортной отрасли искали способы повысить привлекательность пассажирского транспорта, разгрузить города от легковых автомобилей, очистить воздух от вредных отработавших газов и уберечь горожан от опасностей на дорогах; выясняли, как обеспечить перевозчиков надежным, безопасным, и одновременно доступным по цене подвижным составом и достойной транспортной инфраструктурой; сравнивали возможные схемы организации сервисного обслуживания подвижного состава и разграничивали зоны ответственности перевозчика и производителя; разбирались в деталях транспортного законодательства, делились опытом.

Отвлечься от напряженного делового общения гости и участники фестиваля могли на интерактивных площадках, где можно было увидеть военную и ретротехнику, прокатиться на старом автомобиле, заглянуть в автобус-музей, перекусить у полевой кухни и даже сдать нормативы ГТО.

В рамках фестиваля на площадке Автоколонны 1417 прошел открытый конкурс профессионального мастерства среди водителей автобусов подмосковных транспортных предприятий. Его участниками стали 38 водителей, представляющих государственные и частные транспортные предприятия области. Каждый конкурсант должен был продемонстрировать знание правил дорожного движения и навыки скоростного маневрирования на автобусе ЛиАЗ-5292. В итоге весь пьедестал заняли сотрудники МАП № 2 "Автоколонна 1417". Первым стал Владимир Савельев (Озерское ПАТП). Второе

место у Светланы Макаровой (Коломна), третье досталось Сергею Халифаеву (Коломна). Все трое в личном зачете набрали одинаковое количество очков, поэтому итоговый рейтинг судьи выстраивали по результатам скоростного маневрирования. Лучшее знание ПДД среди участников конкурса показал Андрей Осетров (Дубна). Первым в скоростном маневрировании стал Евгений Ходосов (Истра).

В день закрытия по традиции организаторы вручили оригинальные дипломы (на этот раз жестяные) участникам фестиваля и назвали лучших в "Мире автобусов". В этом году ими стали:

ООО "Инновационные технологии" с микроавтобусом "ФоксБас" (номинация "Лучший микроавтобус"); ООО "АвтоМаз-Восток" с автобусом МАЗ 103 (номинация "Лучший городской автобус"); ООО "Мерседес-Бенц Тракс Восток" с автобусом "Сетра-S 419 GTHD" (номинация "Лучший междугородний туристический автобус"); компания "Русские Автобусы — Группа ГАЗ" (номинация "Лучший стенд").

Также на церемонии закрытия подвели и итоги конкурса детского рисунка "Дорогами Победы".

В этом году фестиваля "Мир автобусов" стал своего рода проверкой на прочность для игроков рынка пассажирского транспорта. Несмотря на то, что в этом году по разным причинам, число участников фестиваля снизилось, площадка "Мира автобусов" стала еще интереснее. Здесь присутствовали все сильные игроки автобусного бизнеса — и крупные компании, и небольшие частные. В экспозиции представлены все известные зарубежные автобусные бренды. Выросло и число отечественных компаний-участников. Российский рынок автобусных перевозок имеет колоссальный потенциал. Мы видим его перспективы в развитии отечественного бизнеса по производству автобусов вместе с зарубежными партнерами, с учетом их лучшего опыта и пониманием российской специфики.

УДК 629.113

СИЛА ТЯГИ АВТОМОБИЛЯ И МЕХАНИЗМ ЕЕ ОБРАЗОВАНИЯ

В.И. КОПОТИЛОВ
Тюменское высшее военно-инженерное командное училище (военный институт)
(3432.26-84-82)

Рассматривается процесс, при котором крутящий момент двигателя, подводимый к ведущим колесам автомобиля при их взаимодействии с опорной поверхностью, трансформируется в силу тяги.

Ключевые слова: *сила тяги автомобиля, качение колеса, ведущее колесо.*

Kopotilov V.I.

THE FORCE TRACTION OF VEHICLE AND THE MECHANISM OF ITS FORMATION

The process under which the torque of the engine in the interaction with the support surface is transformed into traction force is discussed.

Keywords: *force traction of the vehicle, rolling wheels, driving wheel.*

Хотя сила тяги — одно из центральных понятий теории автомобиля, единого мнения специалистов о механизме ее образования до сих пор нет [1, 2]. Более того, в качестве этой силы иногда принимаются такие, которые не являются движущими силами автомобиля. Такая несогласованность точек зрения небезобидна: она мешает разработчикам новых АТС принимать правильные технологические решения, т.е. создавать оптимальные конструкции АТС.

Чтобы определить силу, которая действительно приводит в движение АТС, т.е. уравновешивает все силы сопротивления и обеспечивает его трогание с места, разгон и продолжительное движение, нужно более внимательно рассмотреть систему сил, прикладываемых к его ведущим колесам.

При прямолинейном движении автомобиля качение ведущего колеса представляет собой плоскопараллельное перемещение вдоль вертикальной продольной плоскости, причем на режиме разгона — с некоторым линейным (j_o) и угловым ($\varepsilon_к$) ускорением. При этом со стороны автомобиля к оси колеса прикладываются продольная сила Q сопротивления корпуса, а также часть его силы тяжести $G_к = m_к g$, которая в сумме с силой тяжести самого колеса создает вертикальную осевую нагрузку $G_к$ (рис. 1). При этом сила Q есть сумма всех сил сопротивления движению, включая силу сопротивления качению ведомых колес и силы инерции, которые воздействуют на корпус и эти колеса в процессе их ускоренного перемещения.

Кроме того, к ведущему колесу со стороны двигателя подводится пара сил с крутящим моментом $M_к$, а со стороны дороги нормальная (R_z) и продольная (R_x) реакции. При разгоне АТС ведущее колесо, имея массу $m_к$ и осевой момент инерции $J_к$, испытывает действие и собственных сил инерции, создающих силу $M_j^к$ инерции поступательного движения и момент $M_\varepsilon^к$ сил инерции вращательного, значения которых выражают формулы № 1 и 2 соответственно (см. таблицу). В итоге образуется плоская система сил, представленная на рис. 1, при которой состояние колеса описывается совокупностью трех уравнений, два из которых (№ 3) отражают движение полюса О (центра колеса), а одно (№ 4) — вращение колеса вокруг оси, проходящей через этот полюс.

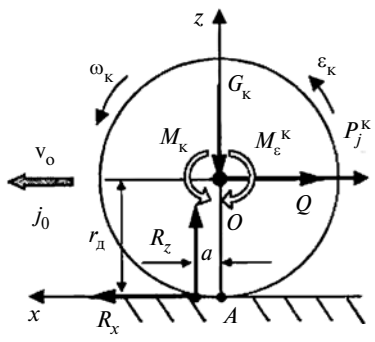


Рис. 1. Исходная система сил, прикладываемых к ведущему колесу автомобиля

Из последнего уравнения (№ 4) вытекает формула продольной реакции R_x (№ 5). Из нее следует, что, если подводимый к колесу крутящий момент $M_к$ положителен ($M_к > 0$), т.е. его действие совпадает с направлением вращения колеса, и достаточно велик, то $R_x > 0$ (продольная реакция, прикладываемая к колесу) направлена в сторону его движения. При этом ее величина тем больше, чем больше подводимый к колесу крутящий момент. Ее значение зачастую и принимают за движущее усилие, которое придаёт колесу (точнее, его центру масс) продольное ускорение, величину которого, исходя из формулы № 3, можно подсчитать по формуле № 6.

На основании рассмотренной выше системы сил делается заключение о том, что движение ведущего колеса АТС вызывает продольная реакция R_x опорной поверхности. Тем не менее, как показывает анализ [1, 2], она не является силой тяги.

Автором статьи было сделано предположение, что силой тяги является какая-то другая сила, прикладываемая к ведущему колесу, механизм образования которой пока не раскрыт. Но и вводить такую силу умозрительно, директивно, как это порой делалось, тоже лишено смысла. Ее необходимо выявить в результате более глубокого анализа силовых взаимодействий ведущего колеса с корпусом АТС, его двигателем и опорной поверхностью.

Правда, некоторые авторы считают, что такой силы нет вообще, а сила тяги — просто некоторое условное продольное усилие, которое удобно для выполнения расчетов, а движет колесо подводимый к нему крутящий момент $M_к$ (точнее, пара сил, создаваемая таким моментом). Однако с этим утверждением согла-

ситься нельзя. Его ошибочность состоит в том, что никакой крутящий момент сдвинуть с места даже простое тело не в состоянии, так как это противоречит теореме о движении центра масс механической системы, которая гласит: вектор ускорения центра масс механической системы прямо пропорционален главному вектору внешних сил и обратно пропорционален массе системы. Главный же вектор пары сил, независимо от величины крутящего момента, всегда равен нулю! Следовательно, никакая пара сама по себе не в состоянии сдвинуть центр масс колеса, а значит, и само АТС.

Иначе говоря, если бы АТС не имело внутреннего источника энергии (ДВС), то его движение было возможно только за счет работы какой-то *внешней* силы, преодолевающей все внутренние и внешние сопротивления движению. Однако АТС, во-первых, такой источник имеет. Во-вторых, в системе сил, которая была рассмотрена выше (см. рис. 1), такой внешней движущей силы нет. В-третьих, уже доказано [3, 4], что движение АТС, имеющего запас механической энергии или собственный источник энергии, при соответствующем взаимодействии движителя с опорной поверхностью может осуществляться и за счет внутренних сил. Другими словами, отсутствие внешней движущей силы вовсе не означает, что у АТС вообще нет "собственной" силы тяги, способной обеспечивать его движение. Можно лишь констатировать, что в принятой многими приведенной на рис. 1 системе эта сила отсутствует. Но она все-таки есть, в чем можно убедиться, если движение АТС рассматривать с позиций общих теорем динамики механической системы.

Действительно, если к ведущим колесам подается крутящий момент и находящаяся в состоянии покоя самоходная машина начинает движение, то, согласно теореме о движении центра масс, ее корпус ускоряется за счет продольной толкающей силы F. И получить такую силу он может только от ведущих колес.

В ответ на это действие корпус создает противодействие, т.е. продольную силу Q сопротивления движению, которая прикладывается к

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_j^{\text{к}} = -m_{\text{к}} j_o$	—
2	$M_{\varepsilon}^{\text{к}} = -J_{\text{к}}\varepsilon_{\text{к}}$	—
3	$R_x - Q - P_j^{\text{к}} = 0;\ R_z - G_{\text{к}} = 0$	—
4	$M_{\text{к}} - R_a a - R_x r_{\text{д}} - M_{\varepsilon}^{\text{к}} = 0$	—
5	$R_x = \frac{M_{\text{к}}}{r_{\text{д}}} - \frac{aR_z}{r_{\text{д}}} - \frac{J_{\text{к}}\varepsilon_{\text{к}}}{r_{\text{д}}}$	a — продольное смещение точки приложения реакции R_z относительно оси вращения; $r_{\text{д}}$ — динамический радиус колеса
6	$j_{\text{о}} = \frac{R_x - Q}{m_{\text{к}}}$	—
7	$P_{\text{о}} = P_A = M_{\text{к}}/r_{\text{д}}$	—
8	$R_{\varepsilon}^{\text{к}} = M_{\varepsilon}^{\text{к}}/r_{\text{д}};\quad P_f = M_f/r_{\text{д}}$	—
9	$P_{\text{ш}} = P_A - P_{\varepsilon}^{\text{к}} - P_f$	—
10	$R_x = F_x = P_{\text{ш}} = P_A - P_{\varepsilon}^{\text{к}} - P_f$	—
11	$P_{\text{о}} = Q + P_f + P_{\varepsilon}^{\text{к}} + P_f^{\text{к}}$	—
12	$\varepsilon_{\text{к}} = j_o/r_{\text{к}}$	$r_{\text{к}}$ — кинематический радиус колеса
13	$P_{\text{и}}^{\text{к}} = P_j^{\text{к}} + P_{\varepsilon}^{\text{к}} = j_{\text{о}} m_{\text{к}} + \frac{J_{\text{к}}\varepsilon_{\text{к}}}{r_{\text{д}}} = j_{\text{о}} m_{\text{к}}\left(1 + \frac{J_{\text{к}}}{m_{\text{к}} r_{\text{д}} r_{\text{к}}}\right) = j_{\text{о}} m_{\text{к}}\delta$	δ — коэффициент приведения вращающихся масс колеса
14	$j_{\text{о}} = \frac{P_{\text{о}} - P_f - Q}{m_{\text{к}}\delta}$	—
15	$N_s = R_x \text{v}_s$	v_s — скорость движения выступов протектора, контактирующих с дорогой, относительно дорожной поверхности
16	$M_{\text{к}}^{\varphi} = (F_x^{\max} + P_f) r_{\text{д}} = (\varphi_x + f) R_z r_{\text{д}}$	φ_x — коэффициент продольного сцепления
17	$P_{\text{о}}^{\text{б}} = \frac{(M_{\text{к}}^{\max} + \Delta M_{\text{к}})}{r_{\text{д}}} = R(\varphi_x + f) + \frac{J_{\text{к}}\varepsilon_{\text{к}}}{r_{\text{д}}}$	—
18	$P_{\text{о}}^{\max} = R_z\varphi$	φ — коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью
19	$P_f = R_z f$	—
20	$P_{\varepsilon}^{\text{к}} = J_{\text{к}}\varepsilon_{\text{б}}/r_{\text{д}}$	—
21	$P_A^{\text{б}} = R_z(\varphi_x + f) \approx R_z\varphi_x$	—
22	$\text{v}_{\text{о}}^s = \text{v}_{\text{о}} - \text{v}_s = \text{v}_{\text{о}}(1 - S_{\text{б}})$	$S_{\text{б}} = \text{v}_s/\text{v}_{\text{о}}$ — коэффициент продольного скольжения (буксования), т. е. доля скорости $\text{v}_{\text{о}}$, теряемой при буксовании колеса
23	$P_{\text{АТС}} = \sum_{i=1}^{n} P_{\text{о}i}$	n — число ведущих колёс; $P_{\text{о}i}$ — сила тяги i-го ведущего колеса
24	$F_{x\Sigma}^e = \Sigma R_{xi} + \Sigma R_{xk} + P_{wx}$	—
25	$\Sigma R_{xi} = \Sigma P_{\text{о}i} - \Sigma P_{fi}$	—
26	$\Sigma R_{xk} = -\Sigma P_{fk}$	—
27	$F_{x\Sigma}^e = \Sigma P_{\text{о}i} - \Sigma P_{fi} - \Sigma P_{fk} - P_w$	—
28	$F_{x\Sigma}^e = P_{\text{АТС}} - P_f - P_w$	$P_f = (\Sigma P_{fi} + \Sigma P_{fk})$ — сумма сил сопротивления ведущих и ведомых колёс

оси ведущих колес. Но поскольку толкающая сила F и реакция Q корпуса — силы действия и противодействия, то они равны по модулю, лежат на одной прямой и направлены в противоположные стороны. Однако, чтобы ведущие колеса могли передавать корпусу продольные усилия, они сами должны испытывать подобные силовые воздействия, приводящие в движение центры их масс. Каждая такая сила, воздействующая на ось ведущего колеса, и есть сила тяги. Будучи направленной в сторону движения, она совершает механическую работу, обеспечивая приращение кинетической энергии АТС, и одновременно создает силовой импульс, придающий колесу соответствующее количество движения, т.е. перемещает центр его масс.

Чтобы выявить такую силу, необходимо учесть, что в теоретической механике одно и то же состояние тела, в том числе и колеса, могут определять различные, но эквивалентные системы сил. Эквивалентность означает, что одна система сил путем соответствующих преобразований может быть сведена к другой, которая оказывает на рассматриваемое тело такое же воздействие. Причем эти системы сил совершенно равноправны.

Таким образом, становится очевидным: чтобы получить силу тяги в явном виде, исходную, показанную на рис. 1, систему сил необходимо преобразовать и привести к другой, но эквивалентной системе, в которой эта движущая сила присутствует в явном виде. И эта задача — вполне решаемая. Для этого, во-первых, пару сил с моментом $M_к$, подводимую к ведущему колесу, представим в виде системы двух равных параллельных и противоположно направленных продольных сил. Одна из них, P_A, приложена к опорной части колеса по направлению его вращения, а другая, $P_о$, — к его оси по направлению движения АТС (рис. 2).

Величину сил $P_о$ и P_A можно выразить, поделив момент $M_к$ на их плечо (расстояние между параллельными линиями действия этих сил), т.е. на динамический радиус $r_д$ колеса (формула № 7).

Далее, вектор реакции R_z следует сдвинуть параллельно самому себе — так, чтобы линия его действия пересекала ось О вращения колеса. Но чтобы такой сдвиг был корректным, к системе сил необходимо добавить пару сил с моментом M_f, равным моменту переносимой силы относительно новой точки A ее приложения, т.е. $M_f = aR_z$. Этот момент принято называть моментом сопротивления качению.

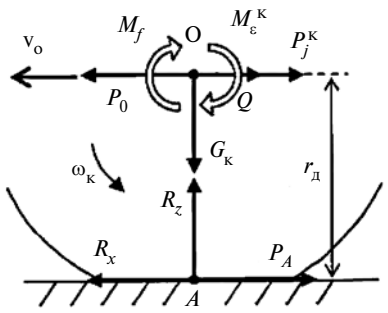


Рис. 2. Промежуточная система сил, прикладываемых к ведущему колесу автомобиля

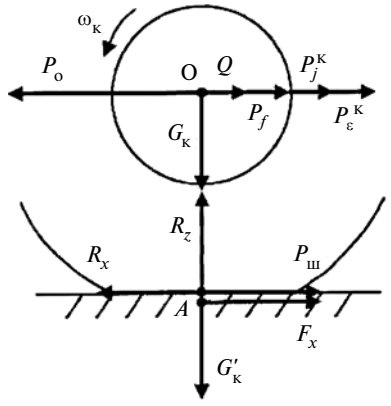


Рис. 3. Эквивалентная система сил, прикладываемых к ведущему колесу автомобиля

Каждую пару сил с моментами $M_ε^к$ и M_f, так же как и предыдущую пару, представим в виде системы двух сил $P_ε^к$ и P_f, которые действуют на том же плече $r_д$ и приложены к точкам O и A. Значения этих сил выражают формулы № 8.

В результате система продольных сил, действующих на ось ведущего колеса, будет состоять из пяти сил — $P_о$, Q, $P_j^к$, $P_ε^к$ и P_f, из которых только одна, $P_о$, направлена по ходу движения, а остальные (Q, P_f, $P_ε^к$ и $P_j^к$) — в противоположную сторону (рис. 3).

В точке A шины в плоскости ее контакта с опорной поверхностью прикладываются силы P_A, $P_ε^к$ и P_f, из которых P_A направлена против движения, а две другие ($P_ε^к$ и P_f) — по его ходу. Их алгебраическая сумма дает окружную силу $P_ш$ (формула № 9), которая, действуя на плече $r_д$, стремится провернуть колесо вокруг оси O, вследствие чего протектор шины, воздействуя на опорную поверхность, создает силу F_x трения сцепления. При отсутствии проскальзывания (буксования) колеса величина этой силы, очевидно, равна величине силы $P_ш$. Воздействуя на опорную поверхность, она вызывает ответную продольную реакцию R_x, которая действует на колесо в зоне его контакта. И так как F_x — сила действия, а R_x — противодействия, то $R_x = F_x$.

Таким образом, получается, что при отсутствии проскальзывания все три силы равны ($R_x = F_x = P_ш$), и их значения можно выразить формулой № 10, аналогичной формуле № 9.

Так как к опорной части шины в зоне ее контакта с опорной поверхностью прикладываются две равные по модулю, но противоположно направленные продольные силы R_x и $P_ш$ (см. рис. 3), которые уравновешивают друг друга ($R_x + P_ш = 0$), то это предотвращает её проскальзывание, в результате чего колесо получает неподвижную точку A (точнее, зону) опоры.

Поперечные силы $G_к$ и R_z, как и продольные R_x и P_A, лежащие в опорной плоскости, взаимно уравновешены и не оказывают непосредственного влияния на движение центра масс колеса. Поэтому режим его качения непосредственно определяют только те продольные силы, которые приложены к его оси.

Как указывалось выше, продольная сила ($P_о$) пары, приложенная к оси колеса, в самом общем случае уравновешивает четыре силы сопротивления движению, включая две силы инерции ($P_ε^к$ и $P_j^к$). При $P_о = Q + P_f$ колесо катится равномерно, и сил инерции нет ($P_ε^к = P_j^к = 0$); при $P_о > (Q + P_f)$ ведущее колесо находится в ускоренном движении, при котором эти силы неизбежны ($P_ε^к \neq 0$ и $P_j^к \neq 0$). Совершенно очевидно, что движущей силой ведущего колеса является не что иное, как продольная сила $P_о$, приложенная к его оси. Именно она и вызывает перемещение колеса, т.е. является *силой тяги*. Сама же по

себе она представляет собой одну из сил пары с моментом $M_к$, подводимую к ведущему колесу от двигателя через трансмиссию. Другая сила этой пары (P_A), определяя величину окружной силы $P_ш = P_A - P_ε^к - P_f$ и действуя совместно с прижимающим усилием $G_к$ на дорогу, вызывает продольную реакцию R_x опорной поверхности, которая в итоге уравновешивает окружную силу $P_ш$ и служит фактором, предотвращающим проскальзывание опорной части колеса, т.е. его пробуксовывание. Покоящаяся точка A на некоторый элементарный промежуток времени становится мгновенным центром, вокруг которого продольная сила $P_о$, приложенная к оси О колеса, действуя на плече $r_д$, получает возможность его поворачивать. Серия таких бесконечно малых (элементарных) поворотов и обеспечивает продольное перемещение оси колеса по направлению действия вектора силы $P_о$ и совершение работы над колесом.

Проецируя вектора сил, приложенные к оси колеса (см. рис. 3), на продольную ось АТС, можно заключить, что модуль силы $P_о$ тяги численно равен сумме всех сил сопротивления движению колеса, включая и силы инерции (формула № 11).

Теперь рассмотрим силы сопротивления $P_ε^к$, $P_j^к$ и P_f, противодействующие силе тяги колеса.

Силы инерции $P_f^к$ и $P_ε^к$ направлены против вектора линейного ускорения $j_к$ колеса, поэтому при разгоне их можно рассматривать как некие силы дополнительного сопротивления, возникающие при ускоренном движении колеса.

Если колесо катится без буксования, то его угловое ускорение $ε_к$ связано с линейным ускорением $j_о$ его оси формулой № 12. Учитывая взаимосвязь кинематических параметров $ε_к$ и $j_о$, а также общую физическую природу сил инерции, их сумму можно свести к одной приведенной (суммарной) силе инерции $P_и^к$, модуль которой при отсутствии буксования колеса дает формула № 13. Тогда значение линейного ускорения $j_о$ оси О колеса можно выразить формулой, вытекающей из формул № 11 и 13, т.е. формулой № 14.

Как следует из этой формулы, сила $P_о$ тяги, развиваемая ведущим колесом АТС (точнее, двигателем с помощью ведущего колеса), уравновешивая силу Q сопротивления корпуса АТС и силу P_f сопротивления качению самого колеса, придаёт оси колеса линейное ускорение, величина которого тем больше, чем больше $P_о$ превышает сумму $(Q + P_f)$ и меньше приведенная масса $m_к δ$ самого колеса. А как видно из формулы № 7, силы тяги ведущего колеса прямо пропорциональна подводимому к нему крутящему моменту. Это означает, что повышение $M_к$ увеличивает способность колеса преодолевать силы Q и P_f сопротивления движению и развивать ускорение. При этом возрастание силы тяги $P_о$ обеспечивается не только увеличением $M_к$, но и соответствующим ростом окружной силы $P_ш$, которая передается опорной поверхности в виде продольной силы F_x трения. Однако при увеличении $M_к$ сила F_x трения (следовательно, и реакция R_x) растет только до тех пор, пока ее величина в пятне контакта шины с опорной поверхностью не достигнет своего предела — $F_x^{max} = R_z φ_x$ ($φ_x$ — коэффициент продольного сцепления шины с опорной поверхностью), т.е. пока колесо не начнет буксовать. При пробуксовке колеса вектор скорости v_s проскальзывания направлен в сторону, противоположную движению АТС, а движение колеса сопровождается работой сил трения скольжения, которая превращается не в энергию движения, а в теплоту, интенсивность выделения которой может быть подсчитана по формуле мощности N_s трения скольжения (№ 15).

Достижения силой трения F_x сцепления своего предельного значения F_x^{max} приводит к тому, что приостанавливается рост не только продольной реакции R_x опорной поверхности, но и окружной силы $P_ш$, критическое значение $P_ш^φ$ которой, в свою очередь, ограничивает величину как силы P_A, так и силы $P_о$ тяги, которые образуют пару. При этом любая попытка увеличить значение $P_о$ сверх критического (по сцеплению) значения $P_о^φ$ за счет повышения крутящего момента $M_к$ успеха не имеет (если она не способствует улучшению сцепления колеса с опорной поверхностью) и лишь увеличивает скорость буксования колеса.

При равномерном движении АТС величина крутящего момента $M_к$, при котором ведущее колесо достигает своего критического состояния по сцеплению, может быть установлена на основе формулы № 9, если предположить, что $P_ε^к = 0$, а $P_ш^φ = F_x^{max} = R_z φ_x$. Это формула № 16. Если значение крутящего момента $M_к$, подводимого к колесу, превысит критическое значение $M_к^φ$ (формула № 16), то окружная сила $P_ш$ станет больше не только F_x^{max}, но и R_x^{max} ($P_ш > P_ш^φ = R_x^{max}$). При этом равновесие опорной части шины будет нарушено и она перейдет в скольжение в направлении действия большей из двух сил, т.е. в направлении вектора окружной силы $P_ш$. Образовавшийся избыток окружной силы $ΔP_ш = P_ш - R_x^{max}$, действуя на плече $r_д$, будет вызывать приращение угловой скорости $ω_к$ колеса, т.е. его угловое ускорение $ε_б = (ΔP_ш r_д)/J_к$. При этом излишняя мощность, подводимая к буксующему колесу, будет тратиться не столько на увеличение его тяговой мощности, сколько на повышение мощности силы трения скольжения (буксования) в пятне контакта.

При буксовании значение силы $P_о^б$ тяги можно представить как отношение суммы критического ($M_к^{max}$) и избыточного ($ΔM_к = ΔP_ш r_д$) момента к динамическому радиусу $r_д$ колеса, т.е. в виде формулы № 17. Эту формулу можно получить из формулы № 9, если принять, что $P_ш = R_z φ_x$, и учесть, что $P_f = R_z f$, а $P_ε^к = J_к ε_б / r_д$. Из нее следует: при буксовании ведущего колеса сила $P_о^б$ тяги может превышать силу $P_ш$ его сцепления с опорной поверхностью, подсчитываемую по формуле № 18, на величину, равную сумме сил P_f (формула № 19) и инерции $P_ε^к$ (формула № 20). Однако это превышение теоретически хотя и возможно, но практически невелико или же вообще нереализуемо по двум причинам. Во-первых, из-за ограниченности крутящего момента M_e ДВС и тенденции к его значительному снижению при резком повышении частоты вращения коленчатого вала вследствие перехода ведущих колес автомобиля в буксование. Во-вторых, из-за значительного падения коэффициента сцепления шин с твердой опорной поверхностью

при переходе ведущих колес в буксование с относительной величиной проскальзывания $S_б > (20...30)$ %.

Действие этих факторов приводит к тому, что $\Delta M_к \approx 0$, поэтому предельное значение силы $P_A^б$ тяги практически не превышает значения, подсчитываемого по формуле № 21.

Прекращение роста силы тяги и потеря части мощности на буксование — не единственные результаты ограниченности силы сцепления колеса с дорогой. Второе негативное последствие состоит в том, что буксующее колесо не может в должной мере реализовать свои кинематические свойства, т.е. колесо "теряет" часть своей поступательной скорости $v_о$. Эта потеря обусловлена тем, что опорная часть колеса проскальзывает по опорной поверхности с некоторой скоростью v_s, в результате чего ось его вращения перемещается со скоростью $v_о^s$ меньше, чем это происходит при такой же угловой скорости его вращения, но при "чистом" качении, т.е. без проскальзывания (формула № 22).

Потеря неподвижности опорной части колеса затрудняет реализацию его тяговых и кинематических свойств, т.е. ухудшает эффективность его работы. Поэтому очень важно не доводить его до буксования, а коль скоро оно возникло — быстро его погасить, уменьшив момент $M_к$, т.е. "сбросив газ", как говорят водители.

И последнее. Сила тяги создается бортовым источником механической энергии (ДВС, аккумуляторной батареей и т.д.), который с помощью трансмиссии передает его усилие к ведущим колесам, преобразующим его в тяговое усилие $P_о$. При этом следует подчеркнуть, что сила тяги, являясь одной из сил пары ($P_о$, P_A) с крутящим моментом $M_к$, становится именно силой тяги только при непременном взаимодействии колеса с *опорной поверхностью*, в результате которого вторая сила (P_A) подводимой пары уравновешивается продольной реакцией R_x опорной поверхности (точнее, суммой сил R_x, P_f и $P_ε^к$). Это дает возможность силе $P_о$, приложенной к оси колеса, реализоваться в виде силы тяги. Другими словами, сила $P_о$ только тогда становится силой тяги, когда вторая сила пары (P_A) уравновешивается продольной реакцией R_x опорной поверхности, а ведущее колесо получает при этом точку опоры. Поэтому всякий отрыв ведущего колеса от опорной поверхности приводит к невозможности образования силы тяги $P_о$, так как сама по себе пара сил с моментом $M_к$, как уже отмечалось выше, не может вызывать движения центра масс ведущего колеса, следовательно, и АТС. Что хорошо известно как из теории, так и из практики эксплуатации автотранспортных средств.

Такова "физика" образования силы тяги на отдельном ведущем колесе АТС. Отсюда очевидный вывод: что при прямолинейном движении АТС *силой* $P_{АТС}$ *тяги* является сумма сил тяги всех его ведущих колес (формула № 23). И причина ее появления — внутренний (бортовой) источник механической энергии, т.е. не внешнее, а внутреннее усилие самого АТС. При этом существование внутренней силы тяги не противоречит теореме движения центра масс механической системы [3], согласно которой при равномерном движении этого центра сумма проекций всех *внешних* сил, приложенных к системе, равна нулю ($\Sigma F_x^e = 0$), а при движении ускоренном — больше нуля ($\Sigma F_x^e > 0$). Чтобы доказать, что при внутренней силе тяги $P_{АТС}$ указанные условия соблюдаются, составим и проанализируем сумму проекций всех внешних сил на продольную ось АТС.

Внешними по отношению к АТС являются: его сила $G_а$ тяжести, сила P_w сопротивления воздуха, а также нормальные и продольные реакции опорной поверхности, прикладываемые к ведущим (R_{zi} и R_{xi}) и ведомым (R_{zk}, R_{xk}) колесам. При равномерном движении сумму их проекций на продольную координатную ось дает формула № 24.

Согласно формуле № 5, значение ΣR_{xi} для ведущих колес соответствует формуле № 25, а для ведомых — формуле № 26. Подставляя эти формулы в формулу № 24 и учитывая, что $P_{wx} = -P_w$, получим формулу № 27 или, что то же самое, формулу № 28.

Из теории автомобиля известно: при равномерном движении сила $P_{АТС}$ тяги АТС равна сумме $P_f + P_w$, поэтому сумма проекций всех внешних сил (формула № 25) равна нулю. А если движение автомобиля ускоренное, то $P_{АТС} > P_f + P_w$, поэтому и данная сумма внешних сил больше нуля. Значит, при *внутренней* силе $P_{АТС}$ тяги условия теоремы полностью соблюдаются.

Таким образом, предлагаемое автором преобразование исходной системы сил (см. рис. 1), приложенных к ведущему колесу АТС, в систему, показанную на рис. 3, позволяет, как видим, сделать следующие выводы.

Во-первых, сила тяги $P_о$ колеса является продольной силой, приложенной к его *оси,* и одновременно одной из сил пары с моментом $M_к$, которая подводится к ведущему колесу. При этом вектор $P_о$ реализуется в виде силы тяги только благодаря образованию продольной реакции R_x опорной поверхности, которая уравновешивает другую силу P_A этой пары, приложенную к колесу в зоне его контакта с дорогой. При отсутствии продольной реакции R_x вследствие потери колесом контакта с опорной поверхностью преобразование подводимого к нему крутящего момента $M_к$ в силу тяги *невозможно.*

Во-вторых, продольная реакция R_x опорной поверхности движущей силой колеса не является. Она возникает в ответ на силовое воздействие ведущего колеса, уравновешивает окружную его силу $P_ш$ и тем самым обеспечивает неподвижность его опорной части. Благодаря этому колесо в каждое мгновение имеет неподвижную опору. При этом оно выполняет роль своеобразного рычага, который под действием силы $P_о$ перемещает ось его вращения относительно неподвижной шарнирной опоры (точка *A* на рис. 3).

В-третьих, величина силы тяги $P_о$ прямо пропорциональна величине крутящего момента $M_к$, подводимого от ДВС к ведущему колесу, и обратно пропорциональна *динамическому* радиусу колеса. При этом сила тяги благодаря увеличению крутящего момента $M_к$ может беспрепятственно возрастать до тех пор, пока сила F_x трения, создаваемая ведущим колесом и прикладываемая к опорной поверхности, не достигает своего предела по сцеплению, равного $F_x^{max} = R_z\varphi$.

В-четвертых, если сила F_x воздействия колеса на опорную поверхность достигает предела, то окружная сила $P_ш$ может превысить продольную реакцию R_x опорной поверхности, в результате чего нарушается равновесие контактирующей части шины и возникает продольное проскальзывание, т.е. пробуксовка колеса.

В-пятых, сила P_o тяги по отношению к АТС является его *внутренней* силой, покрывающей работу всех сил сопротивления движению и создающей *внутренний* силовой импульс, который при разгоне обеспечивает соответствующее приращение количества движения и кинетической энергии.

В шестых, сила $P_{АТС}$ тяги — это сила, развиваемая двигателем за счет передачи крутящего момента к ведущим колесам и возникающая только при их взаимодействии с опорной поверхностью. Численно она равна сумме сил тяги всех ведущих колес.

Литература

1. Копотилов В.И. Окружные силы ведущих колес и силы тяги // Автомобильная промышленность, 2013, № 12. С. 28...30; 2014, № 1. С. 32...33.
2. Копотилов В.И. Анализ некоторых версий силы тяги автомобиля // Грузовик, 2014, № 1. — С. 39...43.
3. Копотилов В.И., Богданович В.Д., Тоичкин В.В. О механизме движения автомобилей и других самоходных машин // Проблемы функционирования систем транспорта: Материалы Всероссийской научно-практической конференции 20—22 ноября 2013 г. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2013. С. 124...128.
4. Копотилов В.И. Механизм движения самоходной транспортной машины // Вестник машиностроения, 2014, № 11. С. 36—40.
5. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. — М.: Высшая школа, 2002. — 416 с.

УДК 629.113

ИЗМЕРЕНИЕ ИНДУКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОМАГНИТА КАК ФАКТОР ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА РЕГУЛИРОВКИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНОК "КОММОН РЕЙЛ" ПРИ РЕМОНТЕ

Канд. техн. наук **С.Н. КРИВЦОВ**
Иркутский ГТУ (908. 661-97-29)

Приведено обоснование дополнительного контрольного параметра — индуктивности электромагнита, позволяющего повысить качество контроля монтажных размеров электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливоподающих систем типа "Коммон рейл". На примере форсунки распространенного современного дизеля ISF 2,8 автомобиля семейства "ГАЗель" исследован диапазон изменения индуктивностей, а также приведены номинальные значения для большинства электромагнитов, встречающихся на автомобилях, выпускаемых на территории Российской Федерации.

Ключевые слова: *электрогидравлическая форсунка, "Коммон рейл", электромагнит, ремонт и регулировка, индуктивность.*

Krivtsov S.N.

THE ELECTROMAGNET INDUCTANCE MEASUREMENT AS A FACTOR OF MAINTENANCE QUALITY IMPROVEMENT OF ELECTRO-HYDRAULIC COMMON RAIL INJECTORS REPAIR

Justification of additional control parameter is given in work — inductance of the electromagnet, allowing to increase quality of control of the assembly sizes of electrohydraulic Common Rail injectors. On the example of a Common Rail injector of the widespread modern diesel engine ISF 2,8 of the Gazelle family the range of change of inductances is investigated, and also nominal rates for the majority of the electromagnets, made in Russian Federation are brought.

Keywords: *electro-hydraulic injector, Common Rail, electromagnet, repair and maintenance, inductance.*

Основным, наиболее сложным и ответственным узлом дизельной топливоподающей системы типа "Коммон рейл" является электрогидравлическая форсунка (ЭГФ). Анализ статистических данных отказов позволил заключить, что форсунки этой топливоподающей системы обладают наименьшим ресурсом. По нашим данным, отказы таких форсунок составляют не меньше 60 % всех отказов по дизелю в целом. Это обусловлено воздействием на их элементы ряда неблагоприятных факторов — от максимального давления, необходимого для впрыска топлива в цилиндры, до низкой культуры технической эксплуатации. При этом в сложившихся тяжелых эксплуатационных условиях заложенный производителем ресурс вырабатывается далеко не всегда, причем в ряде случаев отказы имеют внезапный характер. Преобладающий в настоящее время агрегатный ремонт приводит к значительным материальным затратам, что также снижает популярность аккумуляторных топливоподающих систем на практике. В этой связи изыскание дополнительных резервов, направленных на снижение эксплуатационных издержек, является актуальной задачей.

На автомобилях и автобусах, оснащенных дизелями и выпускаемых в РФ, в подавляющем большинстве установлены электрогидравлические форсунки с электромагнитным управлением топливоподачи фирмы "Бош" [1], для которых существует оригинальная технология ремонта [2]. Однако, на наш взгляд, она — не единственно возможная. Доказательством тому служит множество альтернативных производителей тестового и ремонтного оборудования.

Процесс ремонта ЭГФ состоит из ряда последовательных и обязательных этапов: наружная мойка, стендовое тестирование, разборка и дефектовка, мойка деталей, сборка и регулировка, тестирование на стенде. Причем сборка и регулировка — наиболее ответственные части технологического процесса, включающие в себя соблюдение требований по моментам затяжки резьбовых соединений, а также контроль необходимых монтажных размеров. К последним относятся ход якоря (анкера), магнитный зазор, усилие затяжки пружины электромагнита, максимальный подъем плунжера-мультипликатора, усилие затяжки пружины распылителя. От того, как отрегулирована форсунка, будут зависеть не только технико-экономические показатели работы дизеля, но и ее ресурс. Основная причина отклонений регулировочных параметров по технологии, отличающейся от оригинальной, — низкая повторяемость результатов из-за возможных инструментальных и методических погрешностей. Особенно это касается электромагнита.

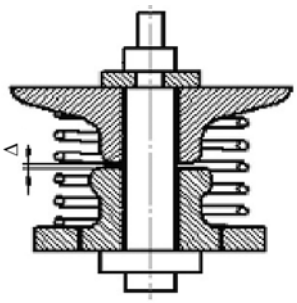


Рис. 1. Ограничение максимального хода анкера электромагнита CRI 2.2

Рассмотрим составляющие уравнения тока, протекающего в его катушке [3]:

$$iR + L\frac{di}{dt} + i\frac{dL}{dt} = U. \quad (1)$$

Первые два слагаемых характерны для случая, когда якорь электромагнита находится на нижнем упоре. При движении к верхнему упору индуктивность L начинает изменяться. В этой связи представляет интерес определение закона ее изменения от изменяющегося магнитного зазора на величину хода якоря.

Изменение магнитного зазора приводит не только к изменению общей подачи топлива, но также и времени реакции (времени от подачи импульса до начала подъема иглы распылителя, при котором начинается подача топлива через сопла распылителя). Оценка задержки срабатывания лучше всего проявляется в режиме, когда время впрыска минимально, что соответствует подаче малых порций топлива — предвпрыскам.

Ввиду важности такого регулировочного параметра, как магнитный зазор, целесообразна разработка мер, направленных на повышение точности его контроля. Одной из них, на наш взгляд, может являться индуктивность L электромагнитной системы с катушкой из ω витков, которая выражается соотношением:

$$L = \omega 2R_м + 2\delta\mu_0 S, \quad (2)$$

где $R_м$ — полное магнитное сопротивление цепи; δ — величина воздушного зазора; S — площадь воздушного зазора; μ_0 — магнитная проницаемость воздушного зазора, равная $1{,}26 \cdot 10^{-6}$ Г/м.

Очевидно, индуктивность этой системы можно изменять воздействием на сопротивление $R_м$ магнитной цепи путем изменения параметров δ и S, т.е. изменением величины δ и площади S воздушного зазора. Следует отметить, что оригинальная методика от фирмы "Бош" измерения индуктивности не предусматривает.

В качестве объекта экспериментов выбрана электрогидравлическая форсунка 0445110376 распространенного двигателя ISF 2,8 автомобиля семейства "ГАЗель".

В качестве регулировочных параметров были приняты: величина хода якоря электромагнита; магнитный зазор; предварительная затяжка пружин магнита и распылителя.

Для измерения индуктивности использовался RLC-метр с погрешностью, не превышающей 1,0 %, в диапазоне до 20 мГн. Изменение магнитного зазора имитировалось установкой регулировочных шайб меньшей толщины. Поскольку индуктивность измеряется при переменном токе, выбраны диапазоны частот 100, 1000 и 100 000 Гц.

Линейные размеры измерялись с помощью микрометров и индикаторов с ценой деления 0,001 мм.

По мере увеличения пробега происходит повышение хода якоря вследствие износа, а также увеличение эффективного сечения сопел распылителя, в связи с чем в данном типе электромагнита предусмотрено ограничение максимального хода Δ (рис. 1).

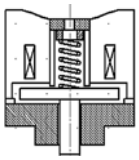
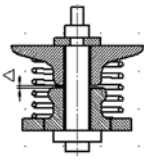
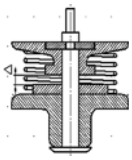
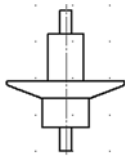
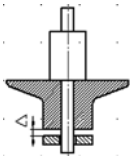
Несмотря на нелинейность выражения (2), в рабочем диапазоне электромагнита CRI 2.2 получен участок с линейной характеристикой (рис. 2).

Уравнения функциональной связи для индуктивности при изменении воздушного зазора электромагнита с достаточной для практики точностью описываются уравнениями для 100 Гц:

$$L = -729{,}86 \cdot \delta + 400{,}01, \ (R^2 = 0{,}95), \quad (3)$$

для 1 кГц:

$$L = -652{,}07 \cdot \delta + 345{,}76, \ (R^2 = 0{,}97). \quad (4)$$

Параметры	Электромагниты для легковых автомобилей			Электромагниты для грузовых автомобилей		
	CRI 1	CRI 2.1	CRI 2.2	CRIN	CRIN2	CRIN3
Вид анкера						
Масса подвижных частей, г	5,5	5,2	6,4	6,5	5,8	5,8
Ход анкера, мм	0,048...0,052	0,038...0,042	0,036...0,044	0,05...0,06	0,044...0,056	0,044...0,056
Диаметр (материал) шарика, мм	1,33 (м)	1,33 (к)	1,5 (к)	1,33 (м)	1,33 (м)	1,33 (м)
Номинальная индуктивность для частоты 1 кГц, мкГн	196...202	250...256	275...290	218...226	160...166	160...166

Примечание: м — металлический; к — керамический.

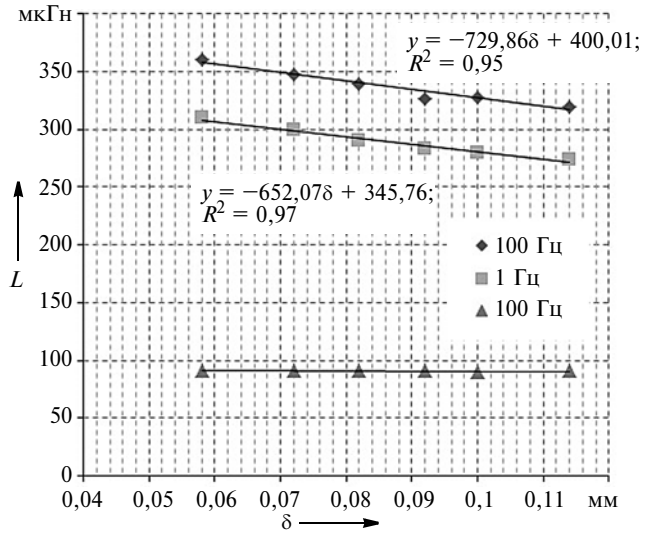


Рис. 2. Изменение индуктивности от воздушного зазора

Дальнейшие эксперименты с ЭГФ 0445110376 подтвердили правильность предлагаемого подхода. Правильно собранная и отрегулированная форсунка CR автомобиля семейства "ГАЗель" с двигателем ISF 2.8 укладывается в диапазон значений индуктивности 275...285 мкГн на измерительной частоте 1 кГц.

Для контроля номинальных магнитных зазоров электрогидравлической форсунки фирмы "Бош" составлена таблица со значениями индуктивностей для электромагнитов различных типов в снаряженном состоянии.

Таким образом, научно обоснован дополнительный параметр при контроле регулировочных размеров — индуктивность электромагнита в собранном состоянии; её контроль при сборке электромагнита целесообразен при измерительных частотах не более 1 кГц и информирует о правильности установки начального магнитного зазора (т.е. о сумме хода якоря и остаточного, пригодного для измерений, зазора) и позволяет повысить качество и оперативность регулировочных воздействий; для большинства распространенных форсунок для отечественных автомобилей разработана таблица номинальных индуктивностей.

Литература

1. Bosch Diesel Injection Systems. Automotive aftermarket. — R Bosch Gmbh, 2007. — 167 ppts.
2. Bosch Common Rail Repair — Stage 3. Automotive aftermarket. — R Bosch Gmbh, 2011.
3. Любчик М.А. Силовые электромагниты аппаратов и устройств автоматики постоянного тока. (Расчет и элементы проектирования). — М.: Энергия, 1969. — 64 с.

УДК 629.114.3

НИЗКИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ПОКАЗАТЕЛИ АТС

Кандидаты техн. наук **А.С. ИВАНОВ**, **Е.М. ЧИКИШЕВ** и **И.А. АНИСИМОВ**

Государственный аграрный университет Северного Зауралья (8.912. 922-59-90),

Тюменский государственный нефтегазовый университет (8.912. 923-63-10)

Рассмотрены вопросы использования автомобилей в условиях низких температур.

Ключевые слова: *автомобиль, низкие температуры окружающего воздуха, приспособленность, коэффициент влияния, расход топлива, выбросы вредных веществ с отработавшими газами.*

Ivanov A.S., Chikishev E.M., Anisimov I.A.

LOW TEMPERATURE AND ITS INFLUENCE ON FACTORS AUTOMOBILE

The questions of use automobiles in low temperature conditions are considered.

Keywords: *automobile, low ambient temperature, the adaption, cargo weight, coefficient of influence, fuel consumption, emissions.*

Методологию влияния условий эксплуатации на изменение качества автомобилей в свое время разработал Л.Г. Резник [1]. Он доказал, что у автомобилей есть свойство "приспособленность", т.е. способность выполнять заданные функции, сохраняя значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих стандартным условиям использования — температуре воздуха, равной 298 К (25 °С); барометрическому давлению 101,3 кПа (760 мм рт. ст.); относительной влажности воздуха 50 % (давление водяных паров 1,2 кПа); температуре топлива 293 К (20 °С) и т. д. Иначе говоря, сохранять работоспособность в реальных условиях эксплуатации, которые, как правило, отличаются от стандартных. Причем иногда весьма существенно.

Понятно, что изменение этих условий оказывает значительное влияние на выходные параметры автомобилей, в том числе такие важные, как расход топлива и содержание вредных веществ в отработавших газах их двигателей. И в первую очередь — низкие температуры окружающего воздуха, поскольку в таких условиях ухудшается тепловое состояние двигателя, агрегатов трансмиссии и шин, а также возрастает аэродинамическое сопротивление движению (воздух становится плотнее).

Вопросам приспособленности автомобилей к условиям эксплуатации посвящены не только работы А.Г. Резника, но и многих других авторов [2, 3 и т.д.]. Однако все они посвящены бензиновым АТС. Приспособленность же дизельных и газодизельных автомобилей к низкотемпературным условиям эксплуатации изучена, прямо скажем, слабо. Хотя подавляющее большинство грузовых перевозок, как правило, приходится именно на дизельные.

Авторы статьи попытались восполнить этот пробел. И они исходили из следующих соображений.

Расход топлива автомобилем, конечно, всего важнее. Но этот вопрос более-менее изучен. А вот экологические свойства автомобиля в условиях низких температур — "терра инкогнито", поскольку исследованиями этой проблемы нужно заняться в первую очередь. Что было и сделано.

Известно, что при сгорании 1 кг дизельного топлива выделяется 80...100 г токсичных компонентов (20...30 г — оксида углерода, 20...40 г — оксидов азота, 4...10 г — углеводородов, 10...30 г — оксидов серы, 0,8...1,0 г — альдегидов, 3...5 г — сажи и др.). С точки зрения их количества и степени вредности основными из них являются два — сажа и оксиды азота. Поэтому ниже речь пойдет именно о связи этих веществ с низкими температурами.

Чтобы установить такую связь, авторы провели расчетное исследование. В качестве его объекта был взят автомобиль КамАЗ-5320, а в качестве места его проведения — г. Тюмень, для которого характерны как низкие (до 234 К, −39 °С), так и сравнительно высокие (до 299 К, или 26 °С) температуры. Режим движения автомобиля во всех случаях был один — установившийся при скорости 70 км/ч.

На основе результатов исследования в качестве рабочей гипотезы были выдвинуты двухфакторные аддитивные математические модели приспособленности автомобилей, описывающие закономерности изменения выбросов M_c сажи и оксидов M_{NOx} азота с отработавшими газами, а также (попутно, так сказать) $G_т$ от температуры окружающего воздуха и массы перевозимого груза. Это формула № 1 в табл. 1

Как видно из этих формул, токсичность M_c отработавших газов двигателя и расход топлива автомобилем, действительно, очень сильно зависят от фактической $t_ф$ температуры воздуха, чего нельзя не учитывать при нормировании расхода топлива на автомобильном транспорте и платы за загрязнение окружающей природной среды.

Однако такого узаконенного учета, к сожалению, до сих пор нет, что естественно, отрицательно сказыва-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$G = G_o + a(t_{опт} - t_ф)^2 + A\gamma;$ $M_c = M_{c(t_0, \gamma_0)} + bt_ф + B\gamma;$ $M_{NO_x} = M_{NO_x(t_0, \gamma_0)} + ct_ф + C\gamma$	G_o — минимальный расход топлива незагруженным автомобилем при равенстве фактической и оптимальной температур; a, b, c — параметры чувствительности к изменению температуры воздуха, расхода топлива, выбросов сажи и оксидов азота соответственно; A, B, C — параметры чувствительности к изменению массы перевозимого груза, расхода топлива, выбросов сажи и оксидов азота соответственно; γ — статический коэффициент использования грузоподъемности; $M_{c(t_0, \gamma_0)}$, $M_{NO_x(t_0, \gamma_0)}$ — массовые выбросы соответственно сажи и оксидов азота, приведенного к диоксиду азота (NO_2), при движении автомобиля без груза и температуре окружающего воздуха; $t_{опт}$ — оптимальная температура окружающего воздуха; $t_ф$ — фактическая температура окружающего воздуха
2	$K_T = \frac{\frac{xd_T H_T}{12}}{\frac{xd_T H_T}{12} + \frac{yd_\gamma H_\gamma}{12}}$	x, y — параметры чувствительности к изменению температуры окружающего воздуха и массы перевозимого груза соответственно; d_T, d_γ — диапазоны изменения температуры окружающего воздуха и массы груза; H_T, H_γ — "суровость" температуры окружающего воздуха и массы перевозимого груза; 12 — число баллов по шкале суровости
3	$K_\gamma = \frac{\frac{yd_\gamma H_\gamma}{12}}{\frac{xd_T H_T}{12} + \frac{yd_\gamma H_\gamma}{12}}$	—
4	$K_T^G = \frac{a(t_{опт} - t_ф)^2}{a(t_{опт} - t_ф)^2 + A\gamma};\ K_\gamma^G = \frac{A\gamma}{a(t_{опт} - t_ф)^2 + A\gamma}$	—
5	$H_T = 0{,}1846(40 + t_ф)$	—
6	$K_T^C = \frac{b5{,}4H_T}{b5{,}4H_T + B\gamma};\ K_\gamma^C = \frac{B\gamma}{b5{,}4H_T + B\gamma}$	—
7	$K_T^{NO_x} = \frac{c5{,}4H_T}{c5{,}4H_T + C\gamma};\ K_\gamma^{NO_x} = \frac{C\gamma}{c5{,}4H_T + C\gamma}$	—
8	$G = 23{,}39 + 2{,}17 \cdot 10^{-3}(t_{опт} - t_ф)^2 + 5{,}06\gamma;$ $M_C = 86{,}75 + 0{,}51t_ф + 25{,}96\gamma;$ $M_{NO_x} = 361{,}1 + 3{,}19t_ф + 260{,}07\gamma$	—

ется на финансовом положении северных АТП. Чтобы исправить создавшееся положение, авторы предлагают применять следующие поправочные коэффициенты.

Коэффициент K_T влияния температуры окружающего воздуха на выходной параметр, подсчитываемый по формуле № 2, коэффициент влияния массы перевозимого груза на выходной параметр — по формуле № 3.

Эти коэффициенты формируются на основании параметров чувствительности, диапазонов изменения исследуемых факторов и их "суровости", определяемой по 12-балльной шкале. При этом интервал их изменения, как и диапазон изменения коэффициента приспособленности к расходу топлива и выбросам вредных веществ с отработавшими газами — от нуля до единицы. Так что, подставив значения коэффициентов влияния температуры воздуха и массы груза на расход топлива, получаем формулу № 4.

Далее. Зависимость выбросов вредных веществ с отработавшими газами от температуры воздуха носит, как известно, линейный характер. Однако эта температура может быть как положительной, так и отрицательной, поэтому ее необходимо привести к единому показателю. Что многие и пытались сделать. Например, А.С. Гаваев адаптировал 12-балльную шкалу "суровости" к низкотемпературным условиям эксплуатации. Согласно ей, один балл "суровости" R_T должен составлять ~5,4 °С. То же самое можно принять и в отношении "суровости", адаптированной к массе перевозимого груза: $R\gamma = \gamma/12 \approx 0{,}083$. Тогда в результате приведения низких температур окружающего воздуха к 12-балльной шкале "суровость" температуры окружающего воздуха может быть описана формулой № 5, и полученные с ее помощью значения H_T будут соответствовать данным, приведенным в табл. 2.

С учетом этого коэффициенты влияния температуры воздуха K_T^C и массы груза K_γ^C на выбросы сажи примут вид формул № 6, а коэффициенты $K_T^{NO_x}$ и $K_\gamma^{NO_x}$, учитывающие влияние температуры воздуха и массы груза на выбросы оксидов азота, — формул № 7.

Все, что сказано выше, подтверждено экспериментом. В результате полученных данных по влиянию температуры воздуха и массы перевозимого груза на расход топлива, а также выбросов сажи и NO_x были получены численные значения параметров, входящих в модели, описываемые формулами № 1. Это формула № 8.

Результаты расчетов по этим формулам показывают, как изменение температуры воздуха и массы груза влияет на оптимальный расход G_o топлива (рис. 1), выбросы M_c сажи (рис. 2) и выбросы оксидов азота (рис. 3). Из рисунков видно, что при работе автомобиля КамАЗ-5320 с полной загрузкой при температуре

Таблица 2

$t_ф$, °С	−40	−30	−20	−10	0	10	20	25
H_T, R	0	1,8	3,6	5,5	7,3	9,2	11	12

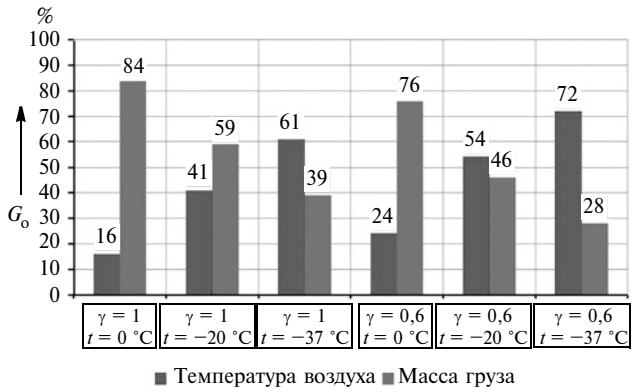


Рис. 1. Влияния температуры воздуха и массы груза на изменение расхода топлива

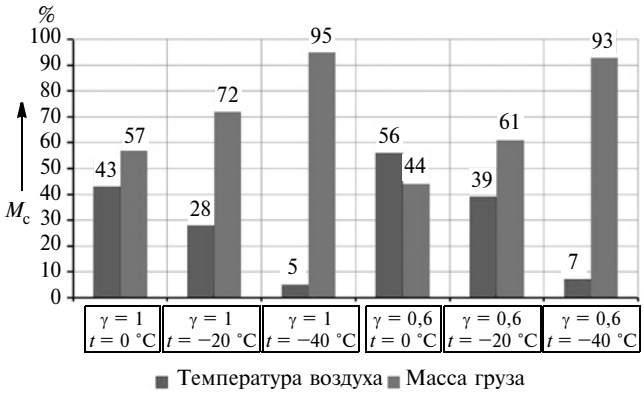


Рис. 2. Влияния температуры воздуха и массы груза на изменение выбросов сажи с отработавшими газами

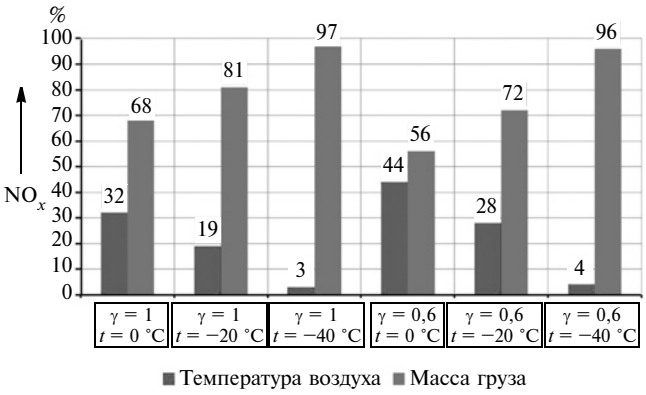


Рис. 3. Влияния температуры воздуха и массы груза на изменение выбросов оксидов азота с отработавшими газами

окружающего воздуха 233 К (−40 °С) расход топлива, по сравнению с работой автомобиля в стандартных условиях, возрастает на 72 %, выбросы сажи — на 7, а оксидов азота — на 4 %. Увеличение же массы перевозимого груза на 28 % дает $\Delta M_c = 93$ % и $\Delta NO_x = 96$ %.

Рассмотренная выше методика оценки эксплуатационных факторов, влияющих на расход топлива и токсичность отработавших газов дизельных автомобилей, позволяет решать многие, часто практические проблемы. Например, формировать оптимальный по

составу парк грузовых автомобилей для выполнения транспортной работы в низкотемпературных условиях, а также дает возможность судить о степени совершенства конструкции автомобилей разных марок и моделей при их сравнении. То есть сделать работу северных АТП более выгодной.

Литература

1. Резник Л.Г. Научные основы приспособленности автомобилей к условиям эксплуатации // Дисс. ... докт. техн. наук, 1981. — 355 с.
2. Гаваев А.С. Приспособленность газобаллонных автомобилей к низкотемпературным условиям эксплуатации по токсичности отработавших газов и расходу топлива // Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. — Тюмень, ТюмГНГУ, 2007. — 21 с.
3. Чикишев Е.М., Анисимов И.А. Исследования приспособленности автомобилей, работающих на природном газе и бензине, к фактическим температурам воздуха // Газовая промышленность. 2014. № 2 (702). С. 82...85.
4. Ерохов В.И. Совершенствование экологических параметров современных дизелей // Автогазозаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2014. № 12 (93). С. 23...32.

УДК 629.331

ПРИНЦИПЫ СОСТАВЛЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ, ПОЗВОЛЯЮЩЕЙ ИССЛЕДОВАТЬ ВЛИЯНИЕ УГЛОВ УСТАНОВКИ ЕГО УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

Д-р техн. наук **Г.Д. ДРАГУНОВ**, **С.А. КРАВЦОВ**

Южно-уральский государственный университет (Научно-исследовательский университет)

(8.351. 900-92-24)

Предлагается технология математического моделирования движения автомобиля и работы его рулевого управления в зависимости от углов установки его управляемых колес.

Ключевые слова: *математическая модель, автомобиль, движение.*

Dragunov G.D., Kravtsov S.A.

PRINCIPLES OF MATHEMATICAL MODEL OF MOVEMENT OF THE VEHICLE ALLOWING RESEARCH OF INFLUENCE CORNERS OF SETTING OF HIS GUIDED WHEELS

Technology of mathematical model of movement of the vehicle and working its steering management in dependences from setting of his guided wheels is allowed.

Keywords: *mathematical model, vehicle, movement.*

Углы установки управляемых колес — постоянная забота владельцев автомобиля: они оказывают существенное влияние не устойчивость его движения и управляемость. Однако экспериментально определить это влияние довольно трудоемко и дорогостояще. Поэтому сейчас, когда появилось множество средств вычислительной техники, исследователи все чаще прибегают к математическому моделированию и численным экспериментам с такими моделями. При этом за основу моделирования, как правило, берут общую модель движения автомобиля [1].

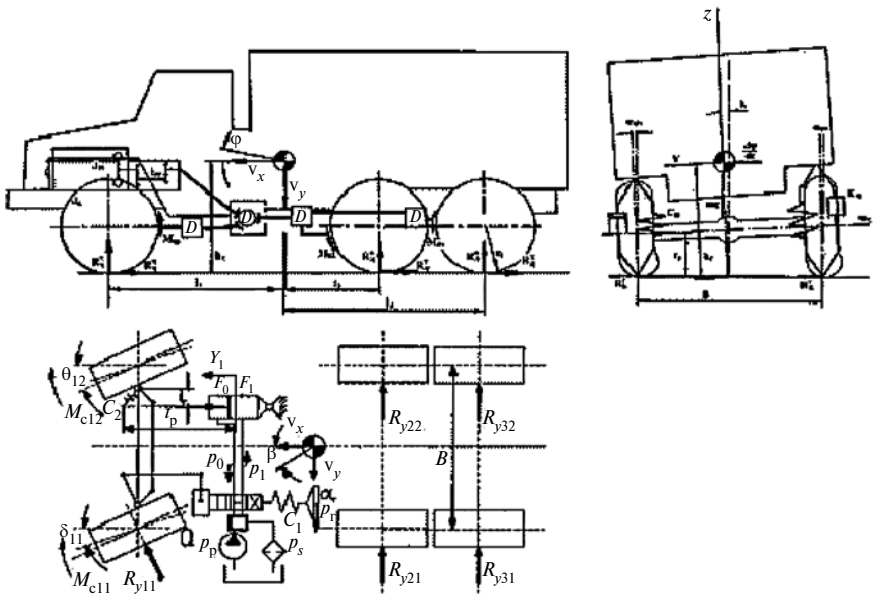
Но авторы таких работ в основном берут конкретный тип автомобиля. Скажем, легковой автомобиль, у которого не может быть больше двух осей, грузовой автомобиль — с определенным числом осей. В итоге получается, всеохватывающей модели, по существу, до сих пор нет. А она, понятно, нужна.

Чтобы получить именно такую модель, авторы рассмотрели движение центра масс идеального автомобиля и углы его крена, рысканья и тангажа в подвижной системе координат, центр масс которых совпадает с центром масс автомобиля (см. рисунок)

Движение такого автомобиля, как известно, описывается системой дифференциальных уравнений, которую можно представить в виде формулы № 1.

В нее, как видим, входят вертикальные реакции R_{zij}, которые с учетом величин жесткости $C_{\text{п}}$ подвески и шин, коэффициентов демпфирования амортизаторов можно вычислить по формуле № 2. Не представляет труда по формуле № 3 рассчитать продольные реакции R_x.

Теперь допустим, что углы развала и схождения управляемых колес изменяются в относительно небольших (рациональных) пределах и незначительно влияют на сопротивление движению автомобиля, а крутящий момент M_k, приложенный к ведущим колесам, постоянным, обеспечивающим равномерное прямолинейное движение автомобиля. Боковые реакции R_y в контакте колеса с опорной поверхностью в этом случае, очевидно, подчиняются закону, выражаемому формулой № 4.



Расчётная схема автомобиля с гидравлическим рулевым усилителем

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m\left(\frac{dv_x}{dt} - \frac{d\beta}{dt}v_y + \frac{d\lambda}{dt}v_z\right) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}(X_{cij} - Y_{sij} - fZ_{cij}\cos\zeta_{ij} - Z_{sij}\sin\zeta_{ij}) + Pxkp;$ $m\left(\frac{dv_y}{dt} - \frac{d\beta}{dt}v_x - \frac{d\gamma}{dt}v_z\right) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}(X_{sij} + Y_{cij} - fZ_{sij}\cos\zeta_{ij} + Z_{cij}\sin\zeta_{ij}) + Pykp;$ $m\left(\frac{dv_z}{dt} - \frac{d\gamma}{dt}v_y - \frac{d\lambda}{dt}v_z\right) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}(Z_{ij}\cos\zeta_{ij}) + Pzkp - mg;$ $J_x\frac{d^2\gamma}{dt^2} - (J_y - J_z)\frac{d\beta}{dt}\frac{d\lambda}{dt} = h_c\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}(X_{sij} + Y_{cij} - fZ_{sij}\cos\zeta_{ij} + Z_{cij}\sin\zeta_{ij}) -$ $-\frac{B}{2}\sum_{i=1}^{n}(Z_{i2}\cos\zeta_{i2} - Z_{i1}\cos\zeta_{i1}) + Mxkp;$ $J_y\frac{d^2\lambda}{dt^2} - (J_z - J_x)\frac{d\gamma}{dt}\frac{d\beta}{dt} = h_c\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}(X_{sij} - Y_{cij} + fZ_{cij}\cos\zeta_{ij} + Z_{sij}\sin\zeta_{ij}) -$ $-\sum_{i=1}^{n}l_i\sum_{i=1}^{n}Z_{ij}\cos\zeta_{ij} + Mykp;$ $J_z\frac{d^2\beta}{dt^2} - (J_x - J_y)\frac{d\gamma}{dt}\frac{d\beta}{dt} = \frac{B}{2}\left[\sum_{i=1}^{n}(X_{ci2} - X_{cij}) - \sum_{i=1}^{n}(Z_{si2}\sin\xi_{i2} - Z_{si1}\sin\xi_{i1}) -\right.$ $\left.-f\sum_{i=1}^{n}(Z_{ci2}\cos\xi_{i2} - Z_{ci1}\cos\xi_{i1}) + \sum_{i=1}^{n}(Y_{si2} - Y_{si1})\right] +$ $+\sum_{i=1}^{n}l_i\sum_{j=1}^{2}(X_{sij} + Y_{cij} - fZ_{sij}\cos\xi_{ij} + Z_{cij}\sin\xi_{ij}) - \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{2}(M_{cij}) + Mxkp$	$X_{cij} = R_{xij}\cos\theta_{ij}$; $X_{sij} = R_{xij}\sin\theta_{ij}$; $Y_{cij} = R_{yij}\cos\theta_{ij}$; $Y_{sij} = R_{yij}\sin\theta_{ij}$; $Z_{cij} = R_{zij}\cos\theta_{ij}$; $Z_{sij} = R_{zij}\sin\theta_{ij}$; $Z_{ij} = R_{zij}$; R_{xij}, R_{yij}, R_{zij} — продольная, боковая и вертикальная реакции в контакте колеса i-й оси j-го борта с опорной поверхностью; θ — угол поворота колеса; m — масса автомобиля; v_x, v_y, v_z — продольная, боковая и вертикальная его скорости; J_x, J_y, J_z — его моменты инерции относительно продольной, горизонтальной и вертикальной осей соответственно; λ, γ, β — углы тангажа, крена и рысканья; h_c — высота центра масс; B — колея; f — коэффициент сопротивления качению; M_c — момент сопротивления поворота колеса
2	$R_{zij} = R_{z0} \pm \left(c_p\gamma + \frac{d\gamma}{dt}k_d\right) + mh_c\frac{2}{B}\left(\frac{dv_y}{dt} - \frac{d\beta}{dt}v_x - \frac{d\gamma}{dt}v_z\right) \pm l_i\frac{2}{B}\left(c_p\lambda + \frac{d\lambda}{dt}k_d\right)$	R_{zij} — статическая нагрузка на колесо; c_p — приведенная жесткость подвески и шин; k_d — коэффициент демпфирования амортизаторов
3	$R_x = \frac{M_k - R_y r_k\sin\delta}{r_k\cos\delta}$; $r_k = r_0 - \frac{M_k}{c_i}$	M_k — крутящий момент, приложенный к колесу; R_y — боковая реакция колеса; r_r — радиус колеса; r_0 — его статический радиус; c_t — коэффициент тангенциальной эластичности шины
4	$R_y = -qK_{уэ}\delta$	$K_{уэ}$ — экстремальное значение коэффициента сопротивления боковому уводу при свободном качении колеса; δ — угол увода шины в боковом направлении; q — функция коррекции бокового увода
5	$M_c = M_\beta + M_z + M_ш + M_x$	M_β, M_z — моменты, обусловленные продольным и поперечным наклоном шкворня соответственно; $M_ш$ — момент, обусловленный упругими свойствами шин; M_x — момент, обусловленный действием продольных сил

Перечисленные выше формулы составляют основу математической модели движения автомобиля на повороте, а в частном случае — прямолинейного движения.

Однако для решения рассматриваемой задачи нужны и некоторые другие модели. В частности, модели межосевого и межколесного дифференциалов позволяют упростить ее решение, если эту задачу рассматривать с учетом предварительного условия — того, что подводимые к ведущим колесам крутящие моменты должны быть равны. Совместно с моделью движения автомобиля необходимо использовать математическую модель рулевого управления с его усилителем [3].

Как видим, рассмотренные выше модели довольно просты. Но, главное, что при их реализации несовпадение расчётных данных с данными экспериментальными очень незначительно. Следовательно, они дают возможность оценивать проектируемые АТС с меньшими затратами времени и труда.

Литература

1. Мурог И.А. Математическая модель движения автомобиля / И.А. Мурог // Вестник ЮУрГУ. Сер. "Машиностроение". — 2013. Вып. 13. № 1. — С. 17...21.
2. Панферов А.И. Применение MathCAD в инженерных расчетах: учеб. пособие / А.И. Панферов, А.В. Лопарев, В.К. Пономарев. — СПБ.: ГУАП, 2004. — 88 с.
3. Мурог И.А. Решение уравнений математической модели рулевого управления с усилителем гидравлического типа / И.А. Мурог, Г.Д. Драгунов, А.С. Заболотников // Вестник ЮУрГУ. Сер. "Машиностроение". Том 13. № 1. С. 22...27.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.054

БОРТОВАЯ СИСТЕМА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЯГАЧА АВТОПОЕЗДА

Д-р техн. наук **Б.С. НАУМЕНКО**, **Д.В. БЕЛОУСОВ**
Северо-Кавказский федеральный университет
(8.928. 328-24-60)

Рассматриваются новые методы идентификации силовых параметров и массы грузов, перевозимых в бортовой комплексной системе диагностирования тягача автопоезда.

Ключевые слова: *методы, силовые параметры, масса перевозимых грузов, моделирование процессов выбега и разгона автопоезда.*

Naumenko B.S., Belousov D.V.

ONBOARD SYSTEM OF DIAGNOSTICS OF THE TRACTOR TRAIN

New methods of identification of power parameters and mass of the transported freights in onboard complex system of diagnostics of the tractor train are considered.

Keywords: *methods, power parameters, mass of the transported freights, modeling of processes of a run-down and dispersal of the road train.*

Современный автомобиль — сложная техническая система, которая сильно насыщена электрическими и электронными приборами различного назначения, обеспечивающими ему высокие динамические свойства и топливную экономичность, экологичность и безопасность движения при комфортных условиях работы водителя. Чтобы контролировать состояние этой системы (своевременно выявлять зарождение неисправностей в ее элементах), производители электронных устройств, как правило, предлагают автомобилестроителям современные встроенные системы диагностирования, которые представляют отказы функционирования устройств автомобиля в виде определенных кодов, легко расшифровываемых на СТО (чаще всего), либо передаваемых в виде сигналов (световые или звуковые и т.п.) водителю.

Однако сейчас этого уже недостаточно. Потребители автомобильной техники все чаще требуют, чтобы бортовые системы выдавали информацию, которая полностью характеризует общее техническое состояние силового агрегата и ходовой системы автомобиля, а также массу перевозимого груза, и передает ее не только СТО и водителю, но и тем, кто организует перевозки, и кто контролирует безопасность дорожного движения. Именно такую систему разработали авторы предлагаемой читателям статьи.

Эта система предназначена для автопоездов в составе дизельного тягача и двухосного прицепа. С функционально-структурной точки зрения ее можно представить в виде трех блоков (А, Б и В). Первый из них, блок А, — функциональная схема автомобиля-тягача с механической трансмиссией (рис. 1). При этом тягач на рисунке представлен следующими элементами: ВР — всережимный регулятор; ТНВД — топливный насос высокого давления; ДВС — дизель; ТР — трансмиссия; ХЧ — ходовая часть; $Д_{\alpha}$ — датчик положения органа управления двигателем (рейкой ТНВД); $Д_{\omega e}$ и $Д_{\omega К}$ — датчики угловой скорости ω_e коленчатого вала ДВС (датчик тахометра) и угловой скорости $\omega_к$ выходного вала коробки передач (датчик спидометра). Кроме того, в его структуру входят блок *1* определения и отображения передаточного числа $U_{ТР}$ трансмиссии; логический блок *2* с реле Р1, различающий режимы движения тягача "выбег" и "разгон"; блок *3* коммутации, имеющий в своем составе реле Р2, управляющее обмотками реле Р3 состояния "выбег" и реле Р4 состояния "разгон".

Сигналы ω_e и $\acute{\omega}_e$ угловой скорости и углового ускорения коленчатого вала из блока А поступают на вход блока Б (рис. 2) идентификатора режима "выбег", определяющего в реальном времени информационные параметры $\hat{M}_{c\Sigma}(t)$ и $\hat{a}_a$, т.е. суммарного момента $\hat{M}_{c\Sigma}(t)$ сил сопротивлений движению тягача и постоянной времени $\hat{a}_a$. При этом сигнал в первом блоке (БПХ-1) преобразуется в характеристику $M_{c\Sigma}(\omega_e)$ и запоминается в устройстве *1* хранения информации.

Используя характеристику $\hat{M}_{c\Sigma}(t)$, идентификатор процесса "выбег" определяет постоянную времени $\hat{a}_a$ тягача, которая поступает в запоминающее устройство *2* и через устройство сопряжения подается в блок В. Сигнал угловой скорости ω_e через замкнутый контакт реле Р3 поступает на идентификатор информационных параметров $\hat{M}_{c\Sigma}(t)$ и $\hat{a}_a$.

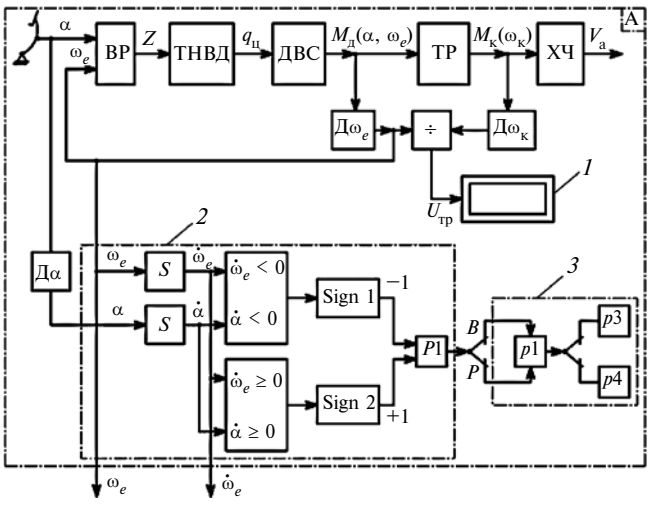


Рис. 1. Функциональная схема АТС:

1 — блок вычисления и регистрации передаточного числа трансмиссии; *2* — логический блок; *3* — блок коммутации командных реле

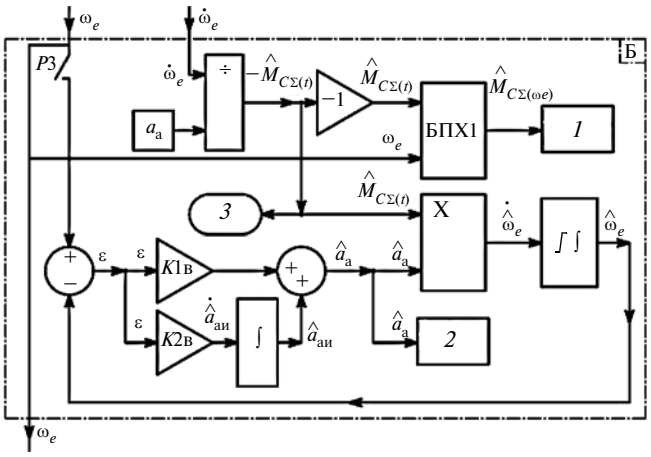


Рис. 2. Структурная схема идентификатора режима "выбег":

1 — запоминающее устройство характеристики $\hat{M}_{c\Sigma}(\omega_e)$; *2* — запоминающее устройство $\hat{a}_a$; *3* — устройство сопряжения блоков Б и В

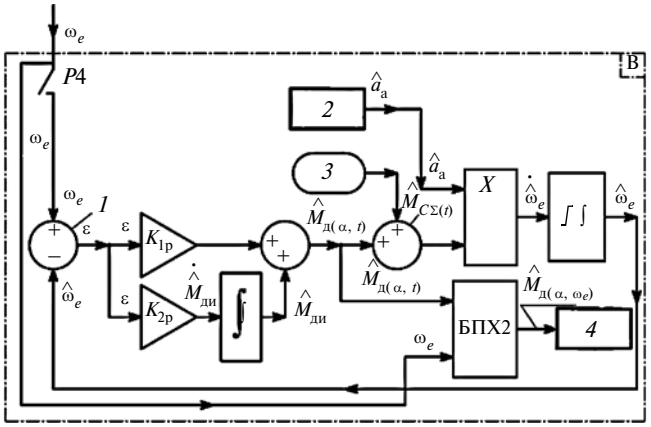


Рис. 3. Структурная схема идентификатора разгона:

1 — запоминающее устройство характеристики $\hat{M}_д(\alpha, \omega_e)$; *2* — запоминающее устройство $\hat{a}_a$; *3* — устройство сопряжения блоков Б и В; *4* — элемент сравнения идентификатора $\hat{M}_д(\alpha, t)$

При разгоне автопоезда идентификатор этого процесса (блок Б) идентифицирует скоростную характеристику $\hat{M}_д(\alpha, \omega_e)$ дизеля. При этом контакт реле Р3 в блоке Б размыкается, а контакт реле Р4 в блоке В замыкается и сигнал угловой скорости ω_e подается на суммирующее звено идентификатора процесса "разгон" (рис. 3). Структура идентификатора синтезирована таким образом, что $\varepsilon = \omega_e - \hat{\omega}_e$ за минимальное время выходит на нуль и идентифицируемый параметр $\hat{M}_д(\alpha, \omega_e)$ — относительный момент дизеля — выходит на значение, при котором относительная ошибка $\varepsilon_д = 1 - \dfrac{M_д(\alpha, t)}{\overline{M}_д(\alpha, t)}$ при любом времени разгона тягача практически равна нулю.

При идентификации характеристики $\hat{M}_д(\alpha, t)$ в блоке В используется информация, полученная в блоке Б — идентификаторе параметров тягача при выбеге. Это значение $\hat{a}_a$, которое извлекается из запоминающего устройства *4*, и информация об изменении оценки $\hat{M}_{c\Sigma}(t)$ — с устройства *3* сопряжения. Сигнал оценки $\hat{M}_д(\alpha, t)$ во втором (БПХ2) блоке преобразования характеристик преобразуется в функциональную зависимость $\hat{M}_д(\alpha, \omega_e)$ и запоминается в запоминающем устройстве *2*.

Таким образом, при движении автопоезда на режимах "выбег" и "разгон" определяются три информационных параметра — $\hat{M}_{c\Sigma}(t)$, $\hat{M}_д(\alpha, \omega_e)$ и $\hat{a}_a$, что дает возможность находить не только параметры, характеризующие техническое состояние силового агрегата и ходовой системы автопоезда, но и массу перевозимого груза.

На рис. 4 приведена комплексная блок-схема бортовых систем тягача в составе автопоезда. В ее блок вводятся известные из технического описания, прикладываемого заводом-изготовителем к каждому автомобилю, данные тягача и прицепа. Для тягача это его снаряженная масса m_0 и крутящий момент дизеля на режиме номинальной мощности $N_{e\,ном}$, для прицепа — масса прицепа $m_{пр}$ без груза и максимальная масса $m_{гр\,max}$ перевозимого груза. Эти данные поступают в блок (БХПИ) хранения и передачи информации. Туда же на режимах "выбег" и "разгон" идет информация из блока *2* бортовой системы диагностирования (БСД). Значения параметров $M_{c\Sigma}(\omega_e)$, $\hat{M}_{c\Sigma}(\omega_e)$ и $\hat{a}_a$ оценивают идентификаторы, показанные на рис. 1, 2 и 3. Значение постоянной времени $\hat{a}_a$ тягача подается на вход бортовой автоматической системы идентификации массы перевозимого груза (БАСИМ). При этом на выходе получается значение массы $\hat{m}_{гр}$ перевозимого автопоездом, которое поступает затем на вход блока *3*.

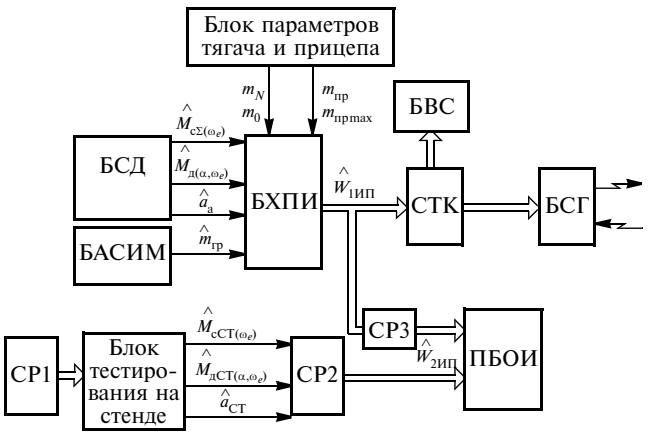


Рис. 4. Комплексная блок-схема бортовых систем тягача в составе автопоезда:

БСД — бортовая система диагностирования тягача; БХПИ — блок хранения и передачи информации; БВС — блок внешней региональной связи; БАСИМ — бортовая автоматическая система идентификации массы перевозимого груза; СТК — бортовая система телекоммуникации; БСГ — бортовая система ГЛОНАСС; СР1 — соединительный разъем на стенде с беговыми барабанами; СР2 — соединительный разъем для передачи информационных параметров в переносной блок отображения информации (ПБОИ); СР3 — соединительный разъем для передачи информационных параметров в переносной блок отображения информации (ПБОИ)

Вектор информационных параметров $\hat{W}_{1\text{ип}}$ поступает на вход системы *6* телекоммуникации (СТК), которая одним выходом связана с блоком *4* внешней региональной связи (БВС), а вторым выходом — через систему "ГЛОНАСС" (БСГ) с блоком *7* спутниковой связи. Кроме того, при включенном блоке *4* обеспечивается связь водителя с сервисными и ремонтными предприятиями, а также с предприятиями, контролирующими нагрузки на мосты тягача и прицепа. При перевозке грузов на дальние расстояния, в том числе и при междугородных перевозках, включается блок *7*.

Для контроля технического состояния тягача при плановых ТО в комплексной блок-схеме предусмотрен блок тестирования технического состояния тягача. Это тестирование выполняется на инерционном стенде с беговыми баранами: в этот блок через соединительный разъем СР1 подаются сигналы с датчиков тягача и стенда. Вектор $\hat{W}_{2\text{ип}}$ информационных параметров с указанием даты проведения тестирования подается на вход соединительного разъема СР2, вектор $\hat{W}_{1\text{ип}}$ информационных параметров — на вход разъема СР3. К выходам соединительных разъемов СР2 и СР3 подключается переносной блок отображения информации (ПБОИ), который используется при периодических проверках функционирования бортовых систем тягача.

Полученная с помощью рассмотренной системы диагностирования информация позволяет оценить в режиме реального времени относительные ошибки $\varepsilon_{M_e} = 1 - \dfrac{\hat{M}_{c\Sigma}}{\overline{M}_{c\Sigma}}$ и $\varepsilon_{M_\text{д}} = 1 - \dfrac{\hat{M}_{\text{д}\Sigma}}{\overline{M}_{\text{д}\Sigma}}$ и сделать выводы о техническом состоянии тягача. Например, если $\varepsilon_{M_\text{д}} \le 0$, то дизель исправен. Если $\varepsilon_{M_e} \ge 0$, т.е. крутящий момент на его коленчатом валу меньше допустимых значений, характеризуемых значением параметра Δ, то он требует углубленного диагностирования на специализированном предприятии, о чем водителю и эксплуатационной организации, осуществляющей перевозки груза, через системы телеметрии подается соответствующий сигнал.

Система по параметрам $\hat{a}_\text{а}$ и m_0 позволяет определять массу $\hat{m}_\text{гр}$ перевозимого груза и сообщать ее значение в АТП и другие организации, участвующие в перевозочном процессе, о доставке его к месту назначения, его разгрузке и погрузке новых грузов, что кардинально улучшает деятельность служб таких предприятий и организаций. Более того, она сообщает и об изменении массы перевозимого груза в процессе движения автопоезда, если оно по каким-либо причинам (выпадение из кузова при резких маневрах автопоезда, хищение и т.д.) происходит. То есть система диагностирования выполняет функции и охранной системы.

Математическое описание рассматриваемой системы диагностирования тягача и автопоезда приведено в табл. 1.

Первое из приведенных в ней уравнений — уравнение движения тягача на выбеге. При этом звеном приведения является маховик дизеля. Формула № 2 дает значение относительного момента инерции (постоянной времени $\hat{a}_\text{а}$) тягача; формулы № 3 и 4 — значения приведенных моментов инерции его ходовой части ($J_{Хч}$) и поступательно движущихся масс $J_\text{п}$; формула № 5 — значения суммарного крутящего момента $M_{c\Sigma}$ и моментов внутренних и внешних сил сопротивлений тягача и прицепа на режиме "выбег"; формула № 6 — значения крутящих моментов сил сопротивлений $M_\text{сд}$ в дизеле и агрегатах, связанных с его коленчатым валом, а также моментов $M^\text{д}_{\text{с тр}}$ сил сопротивлений в трансмиссии; формула № 7 — момента $M^\text{д}_{\text{с ап}}$ внешних сил сопротивлений движению тягача в составе автопоезда; формула № 8 — значение относительного суммарного момента $\overline{M}_{c\Sigma}$ сил сопротивлений движению тягача. Формула № 9 предназначена для оценки суммарного крутящего момента $\overline{M}_{c\Sigma}$ сил сопротивлений движению автопоезда на режиме "выбег". Для этого сигнал производной угловой скорости ω коленчатого вала двигателя в блоке Б (см. рис. 2) делится на постоянную $\hat{a}_\text{а}$ времени идентифицируемого автопоезда. Формулы № 10 позволяют определить относительные ошибки оценки $\overline{M}_{c\Sigma}$ и $\hat{a}_\text{а}$, т.е. ε_{M_e} и $\varepsilon_\text{а}$, формулы № 11 описывают структуру идентификатора постоянной времени $\hat{a}_\text{а}$ на режиме "выбег" тягача. Осуществляется это с помощью блока Б идентификатора процесса выбега, приведенного на рис. 2. Формулы № 12 с помощью блока В идентификатора процесса разгона, приведенного на рис. 3, описывают структуру идентификатора характеристики двигателя $\hat{M}_\text{д}(\alpha, \omega_e)$ дизеля.

Относительная ошибка $\varepsilon_{M_\text{д}}$ идентификации характеристики дизеля вычисляется по формуле № 13, момент инерции $J_\text{п}$ поступательно движущихся масс автопоезда при известной постоянной $\hat{a}_\text{а}$ времени — по формуле № 14, а масса $\hat{m}_\text{гр}$ перевозимого груза — по формуле № 15.

К сказанному выше следует добавить, что одним из авторов этой статьи, Б.С. Науменко, разработана система автоматической идентификации (САИ) АТС при испытаниях на инерционном стенде с беговыми барабанами (см. "АП", 2014, № 3). Она при выбеге системы "автомобиль—барабаны стенда" позволяет идентифицировать моменты сил сопротивлений в двигателе, трансмиссии и приводе ведущих колес, а также моменты инерции вращающихся масс АТС. А значит, моделировать процессы выбега и разгона системы "автомобиль—барабаны стенда" на ЭВМ и установить, что при изменении параметров автомобиля, а также управляющих и возмущающих воздействий на систему САИ в реальном времени обеспечивает изменение оценок $\hat{M}_{c\Sigma}(t)$, $\hat{M}_\text{с}(\alpha, t)$ и $\hat{a}_\text{а}$ с минимальными ошибками.

В Северо-Кавказском федеральном университете, разработаны и методы синтеза и исследований бортовых автоматических систем идентификации массы перевозимых грузов (БАСИМ), результаты реализации которых приведены в табл. 2. (В ней даны значения постоянной $\hat{a}_{\text{а}i}$ времени автопоезда для нескольких значений $\hat{m}_{\text{гр}_i}$ с указанием для каждого значения относительной ошибки $\varepsilon_{m\,\text{гр}_i}$ идентификации массы груза и времени $t_\text{п}$ при выходе переходного процесса

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\dot{\omega}_e = \bar{a}_a\,(-\overline{M}_{c\Sigma})$	$\dot{\omega}_e$ — угловое ускорение коленчатого вала; $\bar{a}_a$ — относительный суммарный, приведенный к коленчатому валу, момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс тягача (постоянная времени); $\overline{M}_{c\Sigma}$ — относительный суммарный, приведенный к коленчатому валу, момент внутренних и внешних сил сопротивлений движению тягача
2	$\bar{a}_a = \dfrac{M_N}{J_\text{д} + J_\text{тр} + J_\text{ХЧ} + J_\text{п}}$	$J_\text{д}$ — момент инерции дизеля и вращающихся частей вспомогательных агрегатов, приведенных к маховику; $J_\text{тр}$ — момент инерции вращающихся масс трансмиссии при выключенном или включенном сцеплении на включенной передаче или при нейтральном состоянии коробки передач; $J_\text{ХЧ}$ — суммарный приведенный к коленчатому валу момент инерции колес тягача; $J_\text{п}$ — момент инерции поступательно движущихся масс тягача, приведенный к коленчатому валу
3	$J_{XY} = J_\text{к} n_\text{к} \dfrac{1}{U_\text{тр}^2}$	$n_\text{к}$ — число колес тягача и прицепа; $U_\text{тр}$ — силовое передаточное число на включенной передаче
4	$J_\text{п} = (m_0 + m_\text{пр} + m_\text{гр}) r_\text{к}^2 \dfrac{1}{U_\text{тр}^2}$	$r_\text{к}$ — радиус колеса
5	$M_{c_\Sigma} = M_{c_\text{д}} + M^\text{д}_{c_\text{тр}} + M^\text{д}_{c_\text{ап}}$	$M_{c_\text{д}}$ — приведенный к коленчатому валу момент сопротивлений в дизеле и вращающихся частей агрегатов, связанных с коленчатым валом; $M^\text{д}_{c_\text{тр}}$ — приведенный к коленчатому валу момент механических и гидравлических сил сопротивлений в коробке передач и ходовой части тягача; $M^\text{д}_{c_\text{ап}}$ — крутящий момент сил сопротивлений движению тягача при выбеге, приведенный к коленчатому валу
6	$M_{c_\text{д}} = M_{c_\text{д0}} + K_\text{д}\omega_e$; $M_{c_\text{д}} = (M_\text{тр0} + K_\text{тр}\omega_e) \dfrac{1}{U_\text{тр}}$	$M_{c_\text{д0}}$ — момент сил сопротивлений при холостых оборотах дизеля; $M_\text{тр0}$ — момент сил сопротивлений в трансмиссии при холостых оборотах дизеля; $K_\text{д}$, $K_\text{тр}$ — коэффициенты, учитывающие характер изменения моментов сил сопротивлений от угловой скорости коленчатого вала
7	$M^\text{д}_{c_\text{ап}} = \left(m_\text{апд} g \psi r_\text{к} + K_\text{в} F_\text{л} \dfrac{\omega_e^2 r_\text{к}^2}{U_\text{тр}^2} \right) \dfrac{1}{U_\text{тр}}$	ψ — коэффициент сопротивления дороги; $K_\text{в}$ — коэффициент сопротивления воздуха; $F_\text{л}$ — лобовая площадь (мидель) тягача; $m_\text{апд}$ — масса автопоезда
8	$\overline{M}_{c_\Sigma} = M_{c\Sigma}/M_e$	—
9	$\dot{\omega}_e / \bar{a}_a = -\hat{M}_{c_\Sigma}$	—
10	$\varepsilon_{M_\Sigma} = 1 - \hat{M}_{c_\Sigma} / \overline{M}_{c_\Sigma}$; $\varepsilon_a = 1 - \hat{a}_a / \bar{a}_a$	ε_{M_Σ} — относительная ошибка оценки суммарного момента сил сопротивлений; ε_a — относительная ошибка оценки момента инерции на режиме выбега
11	$\dot{\hat{\omega}}_e = -[K_\text{1в}(\omega_e - \hat{\omega}_e) + \hat{a}_\text{аи}] M_{c\Sigma}$; $\dot{\hat{a}}_\text{аи} = K_\text{2р}(\omega_e - \hat{\omega}_e)$	$\dot{\hat{\omega}}_e$ — оценка углового ускорения; $\dot{\hat{a}}_\text{аи}$ — интегральная составляющая постоянной времени при выбеге; $M_{c\Sigma}$ — оценка суммарного момента сил сопротивлений; $K_\text{1в}$, $K_\text{2р}$ — коэффициенты усиления идентификатора для режима "выбег"
12	$\dot{\hat{\omega}}_e = \hat{a}_a \{[K_\text{1р}(\omega_e - \hat{\omega}_e) + \hat{M}_\text{ди}] \hat{M}_{c\Sigma}\}$; $\dot{\hat{M}}_\text{ди} = K_\text{2р}(\omega_e - \hat{\omega}_e)$	$K_\text{1р}$, $K_\text{2р}$ — коэффициенты усиления идентификатора крутящего момента дизеля; $\hat{M}_\text{ди}$ — интегральная составляющая этого момента
13	$\varepsilon_{M_\text{д}} = 1 - \hat{M}_\text{д} / M_\text{д}$	—
14	$J_\text{п} = M_N / \hat{a}_a - (J_\text{д} + J_\text{тр} + J_\text{ХЧ})$	$\hat{a}_a$ — оценка $\bar{a}_a$
15	$\hat{m}_\text{гр} = \dfrac{1}{r_\text{к}^2} \left[\hat{a}_a^{-1} M_N U_\text{тр}^2 - J_\Sigma - m_\text{ап} r_\text{к}^2 \dfrac{1}{U_\text{тр}^2} \right]$	$J_\Sigma = J_\text{д} + J_\text{тр} + J_\text{ХЧ}$ — суммарный момент инерции автопоезда; $m_\text{ап} = m_0 + m_\text{пр}$ — его снаряжённая масса

Таблица 2

Параметр	Значение параметра			
$\hat{a}_{a_i}$	12,5260	9,9500	7,6100	6,0500
$\hat{m}_{\text{гр}_i}$	1000	3000	6000	9300
$\varepsilon_{m\text{гр}_i}$	0,0067	0,0001	0,0020	−0,0002

на значение $\hat{m}_{\text{гр}_i}$ при минимальной относительной ошибке идентификации.

Литература

1. Науменко Б.С., Фотиади А.Ф. Система автоматической идентификации испытаний автотранспортных средств // Автомобильная промышленность. 2014. № 3. С. 32...35.
2. Науменко Б.С. Бортовая информационная система автомобиля для тяговых режимов движения // Изв. вузов. Сев-Кав. регион. Технические науки. — 2002. — Спецвыпуск. — С. 45...48.
3. Науменко Б.С. Бортовые автоматизированные системы управления скоростью транспортных машин — Ставрополь, 1999. — 245 с.

УДК 05.22.10

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА АВТОМОБИЛЬНОГО АНТИФРИЗА

Е.А. ДУБОВИК
Донской ГТУ (863. 273-85-11)

Приведены результаты квантово-химического изучения структуры и стабильности компонентов антифриза — воды, этиленгликоля и их димеров различного состава.

Ключевые слова: *антифриз, квантово-химическое моделирование, неэмпирические расчеты, энергия комплексообразования, ассоциаты.*

Dubovik E.A.

OPTIMISATION OF AUTOMOBILE ANTIFREEZE COMPOSITIONS

Results of quantum chemical study of the structure and stability of such antifreeze as water and etilenglycol and its dimmers of different composition are considered.

Keywords: *antifreeze, quantum-chemical modeling, initio calculations, the energy of complexation, associates.*

Как свидетельствует практика, большинство отказов автомобильного двигателя, требующих дорогостоящего капитального ремонта, связано с его перегревом. То есть с системой охлаждения. И не в последнюю очередь — из-за отложения накипи на стенках рубашки охлаждения. Хотя считается, что современные охлаждающие жидкости, антифризы, образовывать накипь не могут. Рассмотрим, так ли это.

Автомобильные антифризы, согласно предъявляемым к ним требованиям, должны обладать высокими теплоемкостью, теплопроводностью, температурами кипения и воспламенения, но низкими температурами замерзания, малыми вязкостью, вспениваемостью и способностью к образованию накипи. Наиболее распространенный тип антифриза — смеси, состоящие, в зависимости от марки, из 52,6...66,0 % этиленгликоля и воды. Но известны и антифризы на основе водно-глицериновых растворов. Например, смесь 70 % (по массе) глицерина и 30 % воды, которая замерзает при −40 °С. Однако она уступает этиленгликолевым антифризам по вязкости и теплофизическим свойствам. Применяют изредка и водные растворы метилового, этилового и изопропилового спиртов.

Все перечисленные выше антифризы, как правило, имеют в своем составе различные присадки — антикоррозионные, антипенные, препятствующие образованию накипи. Поэтому предъявляемым к ним требованиям, в общем-то, соответствуют. Но естественно, не абсолютно. В связи с чем за их состоянием в процессе эксплуатации необходимо следить очень и очень внимательно. И прежде всего — за их составом: он должен соответствовать данным табл. 1. Дело в том, что свойства всех антифризов со временем изменяются в худшую сторону — они стареют.

Все основные показатели антифризов жестко нормируются. В России их свойства регламентирует ГОСТ 28084—89 "Жидкости охлаждающие низкозамерзающие. Общие технические условия". Например, для антифризов на основе этиленгликоля (концентрат, ОЖ-40, ОЖ-65) этот ГОСТ нормирует внешний вид, плотность, температуру начала кристаллизации, коррозионное воздействие на металлы, вспениваемость, набухание резины и т.д. Но, к сожалению, он не оговаривает состав и концентрацию присадок, а также условия смешиваемости жидкостей. Это, а также цвет антифриза (синий, зеленый, желтый и т.п.) выбирает изготовитель. Нет пока и стандартов, регламентирующих срок службы антифриза и условия ресурсных испытаний: этот срок назначает производитель ДВС. Не обязательна и техническая сертификация антифризов. Правда, ведомственные технические требования к ним есть. Они изложены в ТТМ 1.97.0717—2000 и ТТМ 1.97.0731—99.

Сравнительная характеристика антифризов на основе воды и этиленгликоля приведена в табл. 2.

Как видим, свойства воды как теплоносителя (теплопроводность, теплоемкость и вязкость) существенно лучше, чем у этиленгликоля. Но у нее, к сожалению, есть один существенный недостаток: она замерзает при 273 К (0 °С), а температура замерзания антифриза, содержащего гликолевые растворы, значительно ниже тех, что встречаются на практике. В этом, собственно, и смысл использования антифризов.

Основа большинства антифризов, как уже упоминалось, двухатомный спирт — этиленгликоль. Благодаря своему химическому строению он способен в определенной степени обеспечивать необходимый антифризу набор свойств. Более того, современные достижения нанотехнологии позволяют модифицировать его путем регулирования их молекулярного состава.

И чтобы установить законы такого регулирования, специалисты проводят соответствующие исследования. Занимается этим и автор настоящей статьи. Он, в частности, уже выполнил ряд квантово-химических расчетов геометрических и энергетических характеристик воды, этиленгликоля и их ассоциатов, применив мощный квантово-химический программный комплекс GAMESS, предварительно адаптировав методику квантово-химического моделирования процессов самоорганизации компонентов жидкой фазы при

Таблица 1

Компонент	Химическая формула	Мольная масса, 10^{-3} кг/моль	Плотность при 293 К (20 °С), кг/м^3	Температура, К (°С)		Динамическая вязкость при 293 К (20 °С), 10^{-3} Па · с
				плавления	кипения	
Метанол	CH_3OH	32,04	792,8	366,9 (93,9)	337,7 (64,7)	0,578
Этиленгликоль	$(CH_2OH)_2$	62,07	1116,0	286,2 (13,2)	470,2 (197,2)	19,90
Глицерин	$CH(OH)(CH_2OH)_2$	92,09	1261,3	290,9 (17,9)	563,0 (290,0)	1480,0
Вода	H_2O	18,02	98,2	273,0 (0,0)	373,0 (100,0)	1,009

ее переходе в конденсированное состояние. Этот комплекс представляет собой неэмпирический квантовохимический пакет программ, которые позволяют определять свойства молекулярных структур или эффектов, которые затруднительно или невозможно (переходные состояния реакций, трибо- и электрохимические превращения in situ) оценить экспериментально. И они оправдали связанные с ними ожидания: были получены результаты, приведенные в табл. 3. То есть значения полных энергий E и энергий $E_к$ комплексообразования сольвентов — воды, этиленгликоля и наиболее стабильных ассоциатов $(H_2O)_2$, $EtG \cdot H_2O$ и $(EtG)_2$.

Располагая такими данными, удалось выявить закономерности влияния водородных связей между молекулами среды на структуризацию водно-спиртовой фазы антифриза, образующихся за счет самоорганизации и понижения температуры его замерзания в зависимости от содержания этиленгликоля в воде.

Из таблицы следует, что энергия стабилизации димера воды (ΔE = −31,844 кДж/моль) меньше энергии стабилизации димера этиленгиколя (ΔE = = −34,777 кДж/моль). А это означает, что водородные связи между молекулами этиленгликоля сильнее аналогичных связей между молекулами воды. Поэтому плотность и вязкость воды меньше плотности и вязкости этиленгликоля, тогда как температура замерзания у нее выше, а температура кипения — ниже.

Этим же обусловлены и физико-химические свойства смесей "этиленгликоль—вода" (табл. 4). Например, все они имеют более низкую, чем чистая вода, температуру замерзания, поскольку значительное влияние на ее значение оказывают сильные водородные связи между молекулами воды и этиленгликоля: при понижении температуры водно-спиртовая смесь самоорганизуется на молекулярном уровне и структурируется так, что может перейти в твердое состояние только при очень низкой (вплоть до 198 K, или −75 °C) температуре. При этом за счет межмолекулярных водородных связей могут образовываться ассоциаты типа $H_2O \cdot EtG$; $H_2O \cdot EtG \cdot H_2O$; $H_2O \cdot (EtG)_2 \cdot H_2O$; $(H_2O)_2 \cdot (EtG)_2$; $(H_2O)_2 \cdot EtG \cdot H_2O$; $(EtG)_2 \cdot H_2O$; $(H_2O)_2 \cdot EtG \cdot (H_2O)_2$ и др. Что и происходит. Например, для комплексов $H_2O \cdot EtG$; $H_2O \cdot EtG \cdot H_2O$ и $H_2O \cdot (EtG)_2 \cdot H_2O$, в которых массовая доля спирта составляет 77,5, 63,3 и 77,5 %, что соответствует концентрации этиленгликоля, при которой наблюдается значительное понижение температуры замерзания антифриза.

Антифриз, в отличие от воды, при замерзании практически не расширяется и образует не сплошную твердую массу, а массу рыхлую, не препятствующую пуску двигателя при низких температурах наружного воздуха и быстро переходящую в жидкое состояние после минимального его прогрева.

Квантово-химические расчеты позволили также выявить механизм агрегации и перехода антифриза в конденсированное состояние, что может представлять интерес при исследовании свойств антифризов на другой основе с целью усовершенствования их эксплуатационных характеристик.

Таким образом, квантово-химические расчеты подтвердили, что вода, если ее сравнивать с этиленгликолем, не может не иметь меньшую плотность и вязкость, а также более высокую температуру замерзания и более низкую температуру кипения, поскольку у этиленгликоля более прочные водородные связи между молекулами. В ее смесях с этиленгликолем эти связи, естественно, усиливаются, что и становится причиной значительного понижения температуры их замерзания. Причем характер этого понижения имеет экстремум. Соответствующее ему содержание этиленгликоля в воде при молярном соотношении "спирт : вода" 1 : 1 составляет 77,5 %, а при 1 : 2 — 63,3 %. Поэтому в эксплуатации и нужно контролировать это соотношение. А это, как известно, определяется по одному параметру — плотности антифриза.

Таблица 2

Показатель	Вода	Этиленгликоль
Мольная масса, 10^{-3} кг/моль	18,01	62,07
Плотность при 293 K (20 °C), кг/м^3	998,2	1113
Температура, K (°C):		
замерзания	273 (0)	261 (−12)
кипения при 0,1 МПа	373 (100)	470,7 (197,7)
Теплоемкость при 293 K (20 °C), кДж/(кг · °C)	4,184	2,422
Коэффициент теплопроводности, кДж/(ч · м · °C)	2,179	0,955
Вязкость при 293 K (20 °C), Па · с	1,0	19—20
Теплота испарения, кДж/кг	2,258	0,800
Коэффициент объемного расширения при температуре 273...373 K (0...100 °C)	0,00046	0,00062

Таблица 3

Структура	Полная энергия, а.е.	Энергия комплексообразования, кДж/моль
а	−76,01093	—
б	−228,88607	—
в	−152,03405	−31,844
г	−304,91016	−34,777
д	−457,78650	−37,710

Таблица 4

Концентрация этиленгликоля, % масс.	Плотность при 293 K (20 °C), г/см^3	Температура замерзания, K (°C)
26,4	1,0340	263 (−10)
36,4	1,0506	253 (−20)
45,6	1,027	243 (−30)
52,6	1,0713	233 (−40)
58,0	1,0780	223 (−50)
63,1	1,0833	213 (−60)
66,0	1,0850	208 (−65)
66,7	1,0856	198 (−75)
72,1	1,0923	223 (−60)
78,4	1,0983	−50

УДК 621.431

НОВЫЕ ФИЛЬТРЫ ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

Кандидаты техн. наук **В.В. БУРЕНИН** и **Н.П. БАЛОВНЕВ**, **Е.С. ИВАНИНА**
МАДИ (499.155-03-41)
Университет машиностроения (МАМИ) (499. 267-07-29)

Рассматриваются новые гидравлические фильтры для очистки топлива от твердых и пластичных частиц загрязнений и свободной воды.

Ключевые слова: *топливо, очистка, фильтр, вода, загрязнения, неисправности, двигатель.*

Burenin V.V., Balovnev N.P., Ivanina E.S.

NEW FILTERS FOR CARS FUEL SYSTEMS

New hydraulic filters for cleaning fuel from solid and plastic dirt particles and free water are considered.

Keywords: *motor fuel, cleaning, filter, water, pollution, failure, engine.*

Топливный фильтр — устройство, хорошо известное владельцам автомобилей, оснащенных инжекторными (впрысковыми) системами топливоподачи: его засорение приводит к перебоям в работе, а то и невозможности пуска двигателя. Но есть и другие, менее известные "рядовым" потребителям последствия плохого функционирования таких устройств: статистика свидетельствует, что не менее 75 % неисправностей и 50 % простоев автомобилей связаны с загрязнением топлива, масла, рабочей жидкости и воздуха [1]. Значительная часть этих неисправностей приходится именно на загрязнение топлива, которое зависит от многих факторов — условий производства топлива и элементов топливной системы, качества сборки этой системы, организации ее заправки, степени изношенности ее деталей, соблюдения правил разборки и сборки при ремонтах, наличия "подсоса" воздуха через уплотнения подвижных соединений, "дыхания" топливного бака. И все эти факторы одинаково опасны не только для инжекторных, но и карбюраторных автомобильных ДВС. Так что проблема борьбы с загрязнением автомобильного топлива как была, так и остается одной из актуальнейших. И наиболее радикальным способом ее решения является фильтрация. Иначе говоря, совершенствование фильтров: эффективный фильтр может задерживать не только твердые загрязнения, но и свободную воду и тем самым в несколько раз снизить износ прецизионных деталей топливной аппаратуры, существенно повысить надежность и ресурс двигателя в целом.

Лучше всего эту задачу, как показывает практика, решают так называемые гидравлические фильтры. Поэтому число их типов и конструкций в последние годы непрерывно увеличивается. Растет и число фирм, занимающихся их разработкой и производством. Впрочем, как и фильтров традиционных схем.

Однако такое разнообразие — во многом кажущееся. Все фирмы выпускают фильтры, которые по способу удержания загрязнений из автомобильного топлива и природе фильтрующего материала, в общем-то, одни и те же — поверхностные и объемные. То есть те, которые представляют собой тонкослойную фильтрующую перегородку с развитой поверхностью входа и удерживают частицы загрязнений в основном на поверхности этой перегородки из металлической или неметаллической сетки, ткани, картона и т.п., и те, которые имеют толстостенную фильтрующую перегородку и задерживают частицы загрязнений в основном не на наружной поверхности, а в поровых каналах, расположенных в толще фильтровального материала (пористая металлокерамика, минеральная вата, войлок, насыпные зернистые материалы и т.д.). Их конструктивное исполнение практически одинаковое: сменный фильтрующий элемент (фильтроэлемент), размещенный внутри корпуса. Хотя, конечно, встречаются и фильтры, схема которых отличается от общепринятых схем.

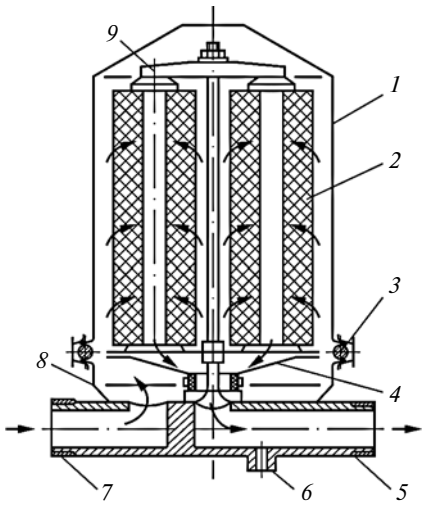


Рис. 1. Механический топливный фильтр с четырьмя фильтрующими элементами, собранными в кассету:

1 — крышка; *2* — фильтрующий элемент; *3* — уплотнительное кольцо; *4* — кассета; *5* — выходной штуцер; *6* — дренажный штуцер; *7* — входной штуцер; *8* — корпус; *9* — коромысло

Так, на рис. 1 приведена схема фильтра, в котором в качестве фильтрующих перегородок применены четыре фильтроэлемента *2*, собранные в кассете *4* (пат. № 2155091, РФ). В его состав также входят корпус *8* с входным (*7*), выходным (*5*) и дренажным (*6*) штуцерами и крышкой *1,* выполненной в виде стакана. Между корпусом и крышкой установлено уплотнительное резиновое кольцо *3* круглого поперечного сечения. Фильтроэлементы *2* коромыслом *9* прижимаются к кромкам отбортовок отверстий в кассете. Эти отбортовки внедряются в фильтроэлементы, герметизируя образующееся таким образом неподвижное соединение. Очищаемое топливо через входной штуцер *7* поступает во внутреннюю полость крышки *1*, проходит фильтроэлементы *2* и, очистившись от твердых частиц, выходит через штуцер *5*.

Этот фильтр отличается от других простотой конструкции, а значит, и низкой себестоимостью и неплохо очищает топливо от загрязнений. Но он, как и всякий фильтр, работающий по принципу механической очистки, воду не задерживает.

Удобный в эксплуатации механический фильтр [2] выпускает фирма "Ромехельд" (Германия). Он обладает небольшим гидравлическим сопротивлением, высокой надежностью, длительным сроком службы и компактностью, легко очищается от загрязнений, однако воду тоже не задерживает.

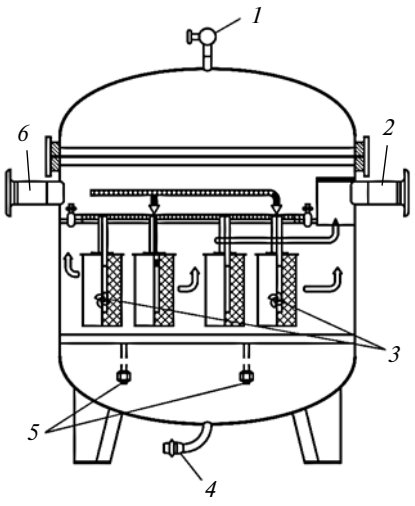


Рис. 2. Топливный механический фильтр-сепаратор "АПРИС-800/6 ТД 1-II":

1 — кран выпуска воздуха; *2* — штуцер отвода очищенного воздуха; *3* — фильтрующий элемент; *4* — слив воды; *5* — капли воды; *6* — штуцер подвода неочищенного воздуха

Что касается гидравлических фильтров, т.е. фильтров для очистки топлива не только от твердых загрязнений, но и свободной воды, то вариантов их исполнения, действительно, много. Это, прежде всего, механические фильтры-сепараторы, состоящие из трех последовательно установленных перегородок. Первая из них — фильтрующая, предназначена для задержки твердых загрязнений, вторая — коагулирующая, укрупняет микрокапли воды до размеров, обеспечивающих их выпадение из потока топлива, и третья — водоотталкивающая, которая предотвращает проскок в двигатель отдельных капель воды, прорвавшихся через коагулирующую перегородку и не выпавших в отстойник. В качестве примера такого фильтра можно привести механический фильтр-сепаратор АПРИС объемного типа, фильтрующие элементы которого изготовляют из пористого материала "АПРИСОРБ" [3], способного эффективно удалять из топлива твердые частицы именно благодаря своей пористой структуре. При этом нельзя не отметить такой любопытный факт: средний размер поперечного сечения пор значительно превышает размер частиц загрязнений. И то, что он их задерживает, объясняется двумя причинами. Во-первых, объемностью фильтрующего материала и, во-вторых, большой извилистостью поровых каналов, т.е. здесь действует эффект "лабиринта".

Этот фильтрующий материал способен поглощать свободную воду. В нем из мелких ее капель образуются крупные капли, которые под действием гравитационных сил перемещаются внутри пор к нижней части фильтрующего элемента. Откуда стекают в отстойник. Благодаря таким свойствам материала отпала необходимость применения в фильтре гидрофобной сетки.

Конструктивная схема одной из моделей топливного фильтра "АПРИС-800/6ТД1-II" показана на рис. 2.

Довольно интересна и конструкция фильтра-сепаратора (пат. № 7776139, РФ). В его состав входят горизонтальный цилиндрический корпус *8* (рис. 3), разделенный вертикальной перегородкой *1* и закрытый крышкой *2*, в которой размещены входной (*4*) и выходной (*3*) патрубки. Кроме того, в крышке *2* корпуса предусмотрена вторая (*5*) перегородка, разделяющая входную и выходную полости корпуса *8*. На этой перегородке параллельно горизонтальной оси корпуса закреплены пять фильтрующих и коагулирующих элементов *6* и два сепарирующих элемента *9*.

Работает этот фильтр следующим образом.

Неочищенное топливо через входной патрубок *4* поступает в двухслойные элементы *6*, в первом — фильтрующем — слое оно очищается от механических загрязнений, а во втором — коагулирующем — происходит укрупнение капель свободной воды, большинство из которых под действием сил гравитации, преодолевая скорость потока топлива, осаждается в отстойник *7*. Чтобы мелкие капли, проскочившие через элементы *6*, не остались в топливе, предусмотрены сепарирующие элементы *9* — мелкая металлическая сетка, покрытая фторопластовой эмульсией. Нижняя образующая этих элементов размещена от верхней образующей элементов *6* на расстоянии $B = 0{,}15 \div 0{,}22\ D$, где D — внутренний диаметр корпуса *8* фильтра-сепаратора. В результате эти капли не успевают достичь нижней образующей элементов *9* и под действием сил гравитации тоже опускаются в отстойник *7*. При этом размеры элементов *9* должны быть такими: $d_{сэ} = 0{,}2 \div 0{,}4\ D$, $l_{сэ} = 0{,}2 \div 0{,}4\ D$, где $d_{сэ}$ — диаметр сепарирующего элемента, $l_{сэ}$ — длина образующей сепарирующего элемента. Именно за счет такой оптимизации геометрических размеров сепарирующих элементов *9* фильтра-сепаратора содержание свободной воды в очищенном автомобильном топливе удалось снизить до 0,001 % по массе.

Очень удобен в эксплуатации фильтр-сепаратор (пат. 2088301, РФ), представленный на рис. 4. В этом фильтре между корпусом *6* и верхней крышкой *13* установлена съемная горизонтальная опорная перегородка *4*, разделяющая внутренний объем корпуса *6* на рабочую и распределительную камеры. В этой пе-

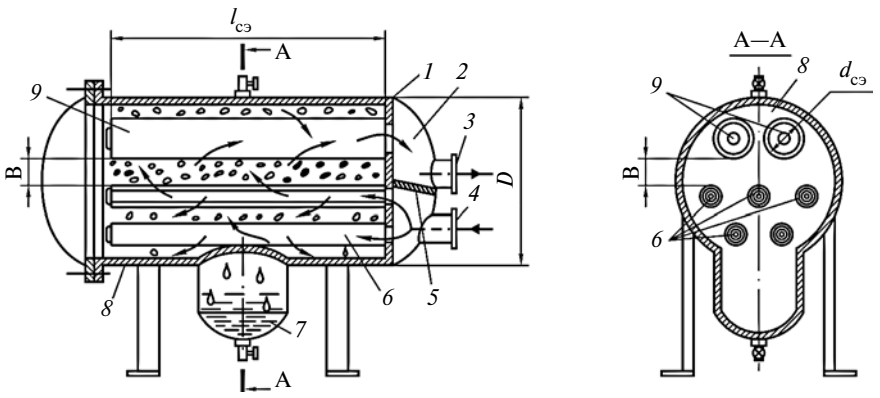


Рис. 3. Топливный механический фильтр-сепаратор с пятью фильтрующими и коагулирующими элементами и двумя сепарирующими элементами:

1 — перегородка; *2* — крышка; *3* — выходной патрубок; *4* — входной патрубок; *5* — перегородка; *6* — фильтрующий и коагулирующий элементы; *7* — отстойник; *8* — корпус; *9* — сепарирующий элемент

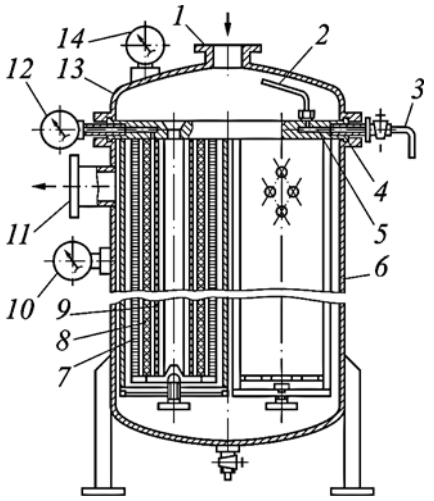


Рис. 4. Топливный механический фильтр-сепаратор с фильтрующими патронами:

1 — входной патрубок; *2* — трубка; *3* — кран выпуска воздуха; *4* — перегородка; *5* — канал; *6* — корпус; *7* — водоотталкивающий элемент; *8* — коагулирующий элемент; *9* — фильтрующий элемент; *10, 12, 14* — манометр; *11* — выпускной патрубок; *13* — крышка

регородке есть два канала *5*, соединенные с трубками *2* (на рис. 4 показаны только один канал и одна трубка), предназначенные для выпуска воздуха из верхних частей рабочей и распределительной камер в атмосферу.

К нижней части перегородки подсоединены фильтрующие патроны, во внутреннюю полость каждого из них через фильтрующий (*9*), коагулирующий (*8*) и водоотталкивающий (*7*) элементы поступает очищаемое топливо. Давление очищенного топлива фиксирует манометр *10*.

Работает этот фильтр-сепаратор так.

Неочищенное топливо по входному патрубку *1* поступает в распределительную камеру корпуса *6* и через отверстия в перегородке *4* направляется во внутренние полости фильтрующих патронов, предварительно пройдя фильтрующий (*9*), коагулирующий (*8*) и водоотталкивающий (*7*) элементы. Воздух или пары топлива, имеющиеся в распределительной и рабочей камерах корпуса *6*, при пуске ДВС удаляются в атмосферу через краны *3* (на рис. 4 показан только один из них).

Очистка топлива от загрязнений осуществляется последовательно: фильтрующий элемент *9* удаляет механические примеси; в коагулирующем элементе *8* происходит укрупнение микрокапель воды; водоотталкивающий элемент собирает прорвавшиеся через элемент *8* мелкие капли воды в крупные, которые опускаются в отстойную зону фильтра.

Разработчики рассматриваемого фильтра-сепаратора очень грамотно решили проблему контроля степени его загрязненности: на фильтрующих элементах *9* — по манометрам *14* и *12*, а на коагулирующих элементах — по манометрам *12* и *10*. И чтобы их очистить, достаточно извлечь из корпуса *6* перегородку *4* с фильтрующими патронами и заменить патроны новыми.

Рынок в настоящее время предлагает также комбинированные топливные фильтры, в которых топливо очищается двумя способами: силовым и механическим, реализуемыми последовательно. Например, простую конструкцию и очень высокую эффективность очистки топлива от твердых загрязнений и свободной воды имеет комбинированный фильтр-сепаратор (пат. № 92355, РФ), схема которого приведена на рис. 5. Он состоит из корпуса, внутри центральной части *4* которого размещен фильтрующий элемент *3*. Верхняя часть *2* корпуса имеет канал В выпуска очищенного топлива, а нижняя часть *5* — канал Б впуска неочищенного топлива. Во внутренней полости нижней чашеобразной крышки *1* установлены сепаратор *6* и клапан *7* для слива осадка, состоящего из твердых загрязнений и свободной воды.

Неочищенное топливо через впускной канал Б по спиралевидным каналам А поступает в промежуток между направляющей конусообразной трубой *8* и винтовой конусообразной насадкой *10*, на поверхности которой выполнена двухзаходная спираль, расширяющаяся в направлении внешней ее периферии вместе с ребрами *9* и образующая спиралевидные каналы А, предназначенные для прохода очищаемого топлива к выходным отверстиям Д. И так как топливо в каналах А перемещается по винтовой траектории, то оно приобретает повышенную скорость. В результате твердые загрязнения и капли свободной воды, плотность которых выше плотности топлива, отбрасываются на внутреннюю стенку сетчатой конусообразной трубы *8*, опускаются через выходные отверстия Д в нижнюю часть внутренней полости нижней чашеобразной крышки *1* к клапану *7*. При этом поток частично очищенного таким силовым методом топлива поворачивается на 180°, т.е. направляется вверх. Затем оно через концентрический зазор, образованный нижней частью трубы *8* и внутренней стенкой крышки *1*, поступает в фильтрующий элемент *3*, который задерживает мелкие частицы, и хорошо очищенное топливо через канал Г идет в выпускной канал В.

Еще один вариант комбинированного двухступенчатого фильтра-сепаратора (пат. № 53177, РФ) представлен на рис. 6. У него, как и у предыдущего фильтра, первая ступень (гидравлическая) осуществляет очистку топлива, а вторая представляет собой сменный фильтрующий элемент. При этом гидроциклон *3* установлен в полости А, образованной корпусом *4* и прозрачным стаканом-отстойником *2*, а фильтрующий элемент *5* — в полости И между корпусом и стаканом *7*. (Эти полости в корпусе расположены параллельно.)

Неочищенное топливо через входное отверстие К поступает в кольцевой канал М, из которого через специально спрофилированные тангенциальные каналы Д подается в три цилиндрические полости В гидроциклона *3*, переходящие в конические винтовые полости Б с шагом, соответствующим высоте прямоугольного сечения каналов Л. При этом, как и в предыдущем фильтре, тангенциальная скорость потока по мере уменьшения радиуса вращения возрастает, за счет чего он разделяется на "легкую" центральную и "тяжелую" периферийную части. "Тяжелая" часть, содержащая крупные твердые частицы и свободную воду, под действием центробежной силы отбрасывается к стенкам конусов гидроциклона *3* и под действием силы тяжести через отверстия в нижней точке конусов гидроциклона *3* перемещается в отстойник *2*, а "легкая" (основная) часть потока очи-

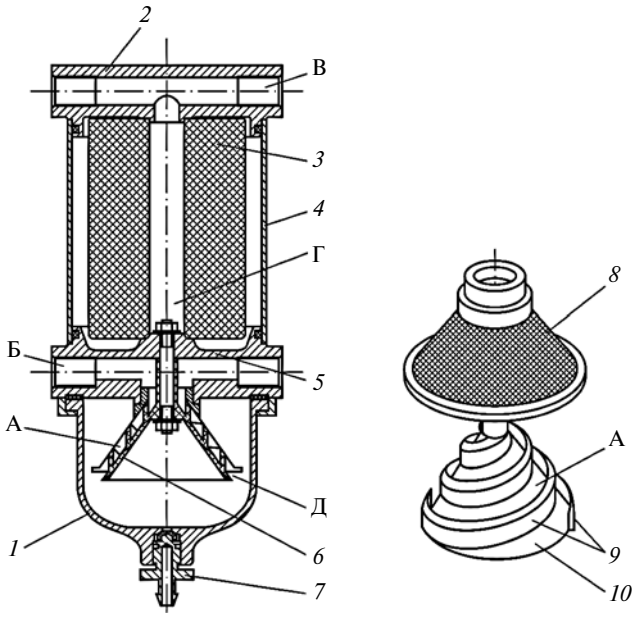


Рис. 5. Комбинированный фильтр-сепаратор:

1 — чашеобразная крышка; *2* — верхняя часть корпуса; *3* — фильтрующий элемент; *4* — центральная часть корпуса; *5* — нижняя часть корпуса; *6* — сепаратор; *7* — клапан; *8* — конусообразная труба; *9* — ребро; *10* — винтовая конусообразная насадка

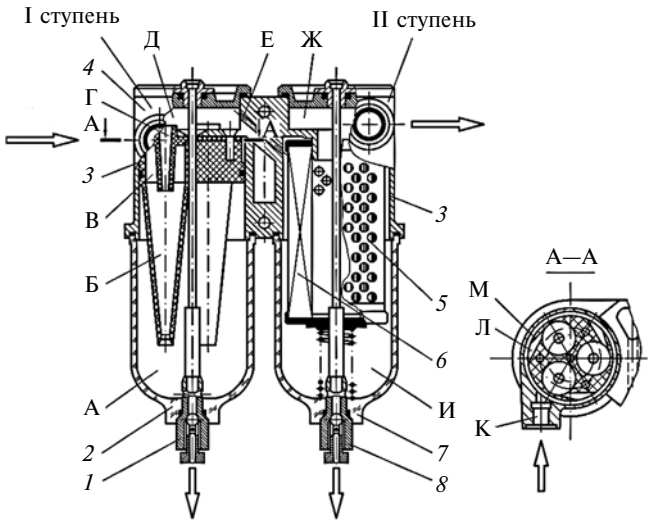


Рис. 6. Топливный комбинированный фильтр-сепаратор с двумя ступенями очистки:

1, *8* — сливной кран; *2*, *7* — стакан-отстойник; *3* — гидроциклон; *4* — корпус; *5* — фильтрующий элемент; *6* — перегородка

щаемого топлива у вершин конусов изменяет направление и, образуя внутренний восходящий поток, через отводящие отверстия Г уходит в полость Д, а затем через канал Е — в полости З и И второй ступени фильтра. Из них оно поступает в сменный фильтрующий элемент *5* и проходит через его бумажную гофрированную водоотталкивающую перегородку *6*. При этом мельчайшие капли воды, оставшиеся в топливе после первой ступени очистки, задерживаются на наружной ее поверхности и, укрупняясь, сливаются в отстойник *7*. Механические примеси также задерживаются фильтрующей перегородкой *6*, и очищенное таким образом топливо, пройдя фильтрующий элемент *5*, поступает в камеру Ж, из которой направляется в топливную систему двигателя. Вода и механические примеси, скопившиеся в нижних точках стаканов-отстойников *2* и *7*, удаляются через сливные краны *1* и *8*.

В топливе, как известно, могут находиться ферромагнитные продукты износа подвижных элементов конструкции топливной аппаратуры. Они, как правило, очень мелкие, поэтому обычные фильтры их пропускают.

Чтобы решить эту проблему, многие производители фильтров оснащают их магнитными ловушками. Например, немецкая фирма "РТ-Фильтртекник" выпускает высокоэффективные комбинированные фильтры [3], имеющие силовую магнитную и механическую ступени. Первая из них, выполненная в виде постоянных магнитов, улавливает эти ферромагнитные частицы, а вторая — другие загрязнения размерами 0,1 мкм и более. Кроме того, в таких фильтрах установлены специальные успокоители, благодаря которым очищаемый поток топлива имеет ламинарное течение со скоростью, не превышающей 0,25 м/с, что исключает повреждения фильтрующего элемента.

Нельзя не назвать и принципиально новый фильтр, недавно созданный в России. Это фильтр-адсорбер, состоящий из двух параллельных сеток (сит), между которыми расположены гранулы водопоглощающего вещества—адсорбента. Его, по замыслу разработчиков, необходимо погружать в топливный бак. Другими словами, он исключает возможность попадания воды в топливную аппаратуру. По простоте конструкции, технологичности изготовления, удобству эксплуатации этот фильтр выгодно отличается от аналогов, устанавливаемых в серийных фильтрах.

Как видим, вариантов исполнения топливных фильтров в настоящее время много. Что вполне объяснимо: требования к чистоте автомобильного топлива непрерывно ужесточаются, поскольку сама топливная аппаратура требует очень точного (прецизионного) исполнения. И эта тенденция, безусловно, сохранится и в будущем. Ведь автомобиль — самая массовая машина, а массовый потребитель всегда заинтересован в том, чтобы продукт был надежным, требовал приемлемых эксплуатационных затрат. А хороший топливный фильтр — один из важнейших инструментов, помогающих решать эту задачу.

Литература

1. Бродский Г.С. Фильтры и системы фильтрации для мобильных машин // "Горная промышленность". М.: НПК "ГЕМОС Лтд." 2004. — 360 с.
2. Beiseitige Filterung // Werkstatt und Betr., 2007, № 11, s.102.
3. Magnetfiltration ist und bleibt wichtig // DHF Intrulogistik, 2008, № 4, s. 26...28.

УДК 629.113

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РИСКАМИ СЕРВИСНОЙ ЗОНЫ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

А.А. СУЕТОВА, кандидаты техн. наук **А.В. ОЛЕЙНИКОВ** и **В.А. ВАСИЛЬЕВ**
ХТИ — филиал СФУ (8. 906. 190-33-90)

Рассмотрены вопросы создания информационной системы управления рисками для сервисной зоны автотранспортных предприятий, представлена блок-схема ее структуры, дано описание моделируемого объекта — сервисной зоны как системы массового обслуживания, представлен алгоритм работы имитационной модели.

Ключевые слова: *риск, имитационная модель, информационная система управления рисками, сервисная зона.*

Suetova A.A., Oleinikov A.V., Vasiliev V.A.

A SIMULATION MODEL FOR INFORMATION SYSTEM OF RISK MANAGEMENT AS APPLIED TO VEHICLE FLEET SERVICES DEPARTMENTS

The questions of creating an information system dealing with risk management as applied to vehicle fleet services departments are examined. A flowchart illustrating its structure is presented. A description of the object being modeled — services department as a queueing system is provided. The simulation model working algorithm is presented.

Keywords: *risk, simulation model, risk management information system, services department.*

Деятельность любого предприятия неразрывно связана с понятием "риск", т.е. с вероятностью убытков или недополучения доходов по сравнению с прогнозируемым вариантом. Поэтому каждое из них старается найти такие решения, которые свели бы эту вероятность если не к нулю, то хотя бы к приемлемому минимуму. Иначе говоря, стремятся управлять рисками.

Такое управление, как правило, начинается с выявления и оценки всех возможных угроз, с которыми АТП сталкивается в процессе своей деятельности. Затем — поиск альтернатив, т.е. вариантов, обеспечивающих получение желаемых доходов с минимальными рисками.

Для этого предназначены информационные системы — программно-информационные комплексы, которые в изобилии предлагает рынок управления рисками. Такие комплексы представляют собой программное обеспечение и информационные базы данных, а также процедуры управления рисками. Однако эти комплексы, к сожалению, чаще всего безадресны, поэтому воспользоваться ими удается далеко не всем.

Возьмем, к примеру, автотранспортное предприятие. Не все понимают, что его, с точки зрения таких программ, можно рассматривать как микрологистическую систему (рис. 1), к которой можно применить эти комплексы. Естественно, адаптировав соответствующим образом. Что авторы и предлагают, исходя из следующих соображений [1].

Автотранспорт — производство комплексное, так как состоит из двух процессов: перевозки грузов и пассажиров, а также технического обслуживания (ТО) и ремонта подвижного состава. Причем надежность его функционирования в значительной мере определяется бесперебойной работой автомобильного транспорта. Поэтому при адаптации предлагаемых рынком систем управления рисками для АТП уже необходимо исходить из того, что на этапе идентификации рисков следует (возможно) выделить ту их группу, которые возникают при неоптимальной организации работы сервисной зоны АТП. Это критичные риски класса А ("красные риски"), поэтому именно их управлению необходимо уделять максимум внимания. В частности, адаптируя, а по сути, создавая новую информационную систему управления рисками, определять характер взаимодействия различных элементов сервисной зоны АТП. Ведь изменение характеристики одного из элементов обязательно изменяет работу всей зоны. Поэтому без методологии системного анализа здесь не обойтись. Технология такой имитационной модели сервисной зоны и рассматривается ниже.

Эта технология довольно проста, ведь все расчеты, которые приходится выполнять специалистам АТП, могут быть алгоритмизированы, а значит, она позволяет им "видеть" картину функционирования сервисной зоны АТП в течение любого периода времени, следовательно, принимать решения на альтернативных основах.

Блок-схема структуры информационной системы управления рисками для АТП, способная решать все перечисленные задачи, приведена на рис. 2. Однако только при условии, что сервисная зона оптимальна, т.е. реализуемые в ней технологические процессы текущего и планового ремонта автотранспортных средств оптимальны. И чтобы добиться этого, необходимо создать имитационную модель данной зоны, а затем проанализировать ее.

Для построения такой модели, очевидно, нужно четкое представление о технологических связях между участками сервисной зоны диагностики, текущего и планового ремон-

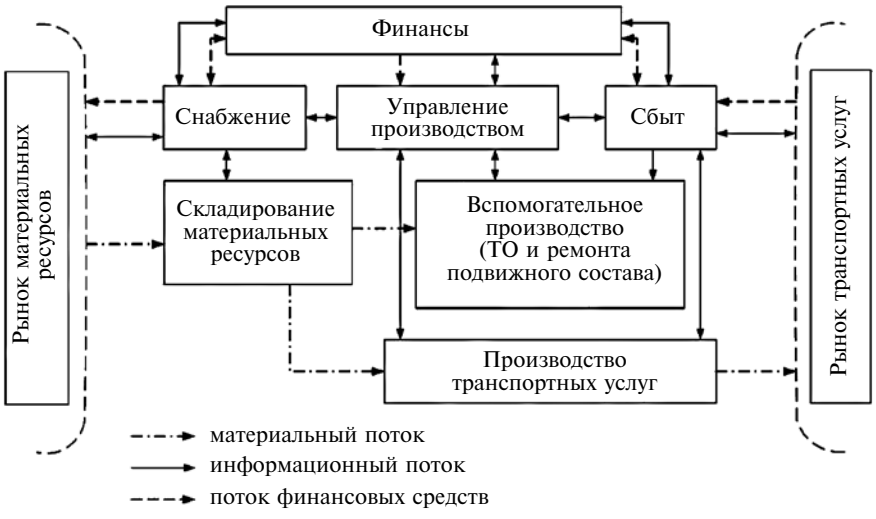


Рис. 1. Принципиальная схема микрологистической системы АТП

тов. Чтобы его получить, надо построить структурную схему таких связей (рис. 3) и, при необходимости, изменить ее так, чтобы в ней не было элементов, вызывающих задержки автомобилей.

Такая оптимизация численности $k_р$ ремонтных постов позволяет повышать коэффициент технической готовности сервисной зоны, а также производительность труда специалистов и, в конечном счете, более эффективно организовывать перевозочный процесс. Все это обеспечивает более рациональное использование денежных средств, следовательно, значительно снижает риски группы А.

Однако все, что сказано выше об имитационной модели, — лишь самые общие соображения. Для специалистов, приступающих к построению такой модели, нужен конкретный его алгоритм. И для его разработки необходим моделируемый объект — сервисная зона, которую следует представить как систему массового обслуживания (СМО). То есть рассматривать эту зону многоканальной, имеющей $k_р$ постов, замкнутой, без ограничений на очередь, однофазной с довольно четкой дисциплиной обслуживания. Основными событиями для нее являются события "прибытие автомобиля" и "окончание ремонта", которые напрямую связаны соответственно с интервалом их поступления в сервисную зону и длительностью пребывания в ней.

Такой подход означает, что эти события можно планировать. Так, зная закон распределения интервалов поступления автомобилей в сервисную зону, можно определить момент поступления очередного автомобиля; а зная закон распределения длительностей ремонта автомобилей, уже в момент начала ремонта очередного автомобиля можно определить, когда этот ремонт будет окончен. Отсюда и предлагаемая авторами технология построения алгоритма планирования основных событий, т.е. имитационная модель работы сервисной зоны АТП, которая анализируется с помощью разработанной для этой цели программы "Управление рисками с применением имитационного моделирования работы АТП".

Рис. 2. Блок-схема структуры создания информационной системы управления рисками для АТП

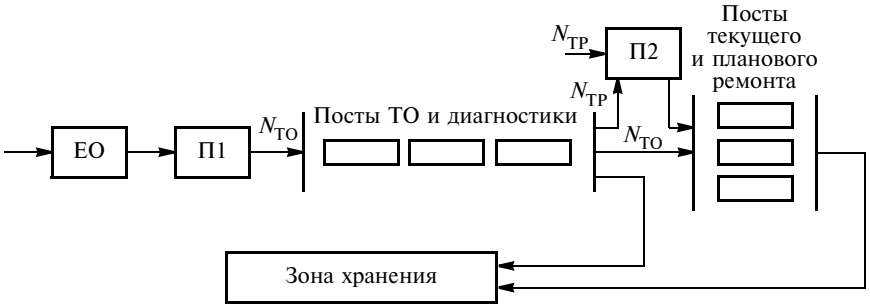


Рис. 3. Структура взаимосвязи постов в сервисной зоне АТП

1. Задается и вводится в программу массив исходных данных, характеризующих интервалы между заездами различных марок и моделей имеющихся в АТП автомобилей и продолжительности их ремонта.

2. Программа, после ее запуска, осуществляет цикл обработки этих данных, в результате чего определяются возможные законы распределения, соответствующие внесенным данным, и выбирается тот из них, который, по мнению специалистов, наиболее выгоден для АТП.

3. В соответствии с выбранным таким образом законом моделируются функции, определяющие интервалы заезда и длительность ремонта конкретных марок и моделей, имеющихся в АТП. При этом используется счетчик времени, который фиксирует продолжительности ремонтов при различных числах ремонтных постов в сервисной зоне. В том числе и с учетом случайных интервалов прихода очередной заявки в сервисную зону.

4. Располагая такой информацией, программа планирует событие "окончание ремонта". То есть имитационная модель в момент начала ремонта точно знает время его окончания.

Как видим, система управления рисками фиксирует наступление основных событий "прибытие автомобиля" и "окончание ремонта" в зависимости от марки, модели авто-

мобилей. Кроме того, она при наступлении события "прибытие автомобиля" проверяет состояние обслуживающего поста, и если пост свободен, то заявка на ремонт переводит пост из свободного состояния в занятое. Если же пост занят, то заявка присоединяется к очереди.

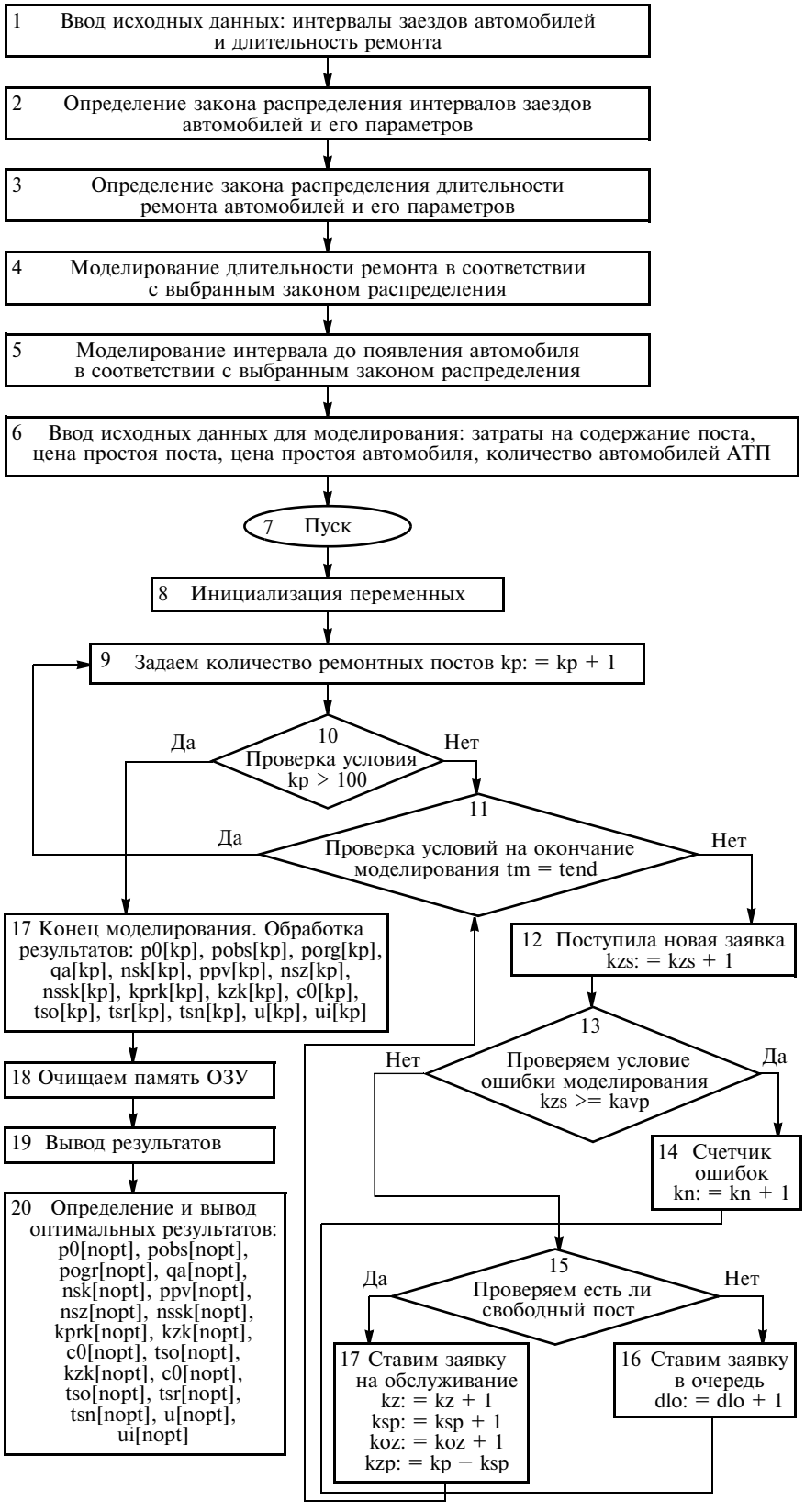


Рис 4. Блок-схема алгоритма информационной системы управления рисками на АТП

При обработке основного события "окончание ремонта" система проверяет состояние очереди. Так, если заявок в ней нет, то ремонтный пост из занятого состояния переводится в свободное; если заявка есть, то система в соответствии с принятой дисциплиной обслуживания выбирает очередную заявку на обслуживание, корректируя тем самым длину очереди и темп продвижения заявок в ней.

Авторы разработали обобщенную логическую схему имитационной модели сервисной зоны АТП. Блок-схема алгоритма приведена на рис. 4. Большинство блоков этой схемы в комментариях не нуждаются, но работа некоторых блоков требует пояснений.

Так, блок 8 — блок, в котором задаются и при необходимости обнуляются все переменные и массивы. В блоках 9 и 10 задается значение k_p постов зоны обслуживания и проверяется условие завершения моделирования, так как в программе заложен расчет до максимального, равного 100, числа этих постов. Блок 12 при поступлении нового автомобиля в зону обслуживания увеличивает число заявок, и к показаниям счетчика прибавляется единица. Блоки 13 и 14 предназначены для фиксации ошибок в процессе моделирования. Так, если в системе одновременно находится заявок больше, чем автомобилей в парке АТП, то к счетчику ошибок прибавляется единица. После окончания моделирования общий счетчик ошибок покажет, сколько всего нарушений было в процессе моделирования. Блок 18 после окончания моделирования определяет массивы основных характеристик функционирования сервисной зоны при k_p числа постов. Блок 19 очищает посты и очередь. Блок 21 определяет и выводит на печать оптимальные результаты моделирования, т.е. соответствующие минимальным суммарным затратам.

Литература

1. Лукинский В.С. Логистика автомобильного транспорта: концепция, методы, модели / В.С. Лукинский, В.И. Бережной, Е.В. Бережная, И.А. Цвиринько. — М., Финансы и статистика, 2000. — 280 с.

УДК 368.212

УМНОЕ АВТОСТРАХОВАНИЕ

А.Б. ЯКУШИН
Страховая компания "Резерв" (8. 926. 536-39-90)

Рассматривается проблема создания страховых продуктов на базе инновационных технологий сбора и анализа данных, позволяющих более точно и справедливо назначать страховые премии для владельцев автотранспортных средств.

***Ключевые слова**: оценка рисков, страховые продукты, рейтинговые факторы, инновации, телематические устройства.*

Yakushin A.B.

FLEXIBLE INSURANCE PRODUCTS

The problem of creating insurance products based on innovative technologies to collect and analyze data information to more accurately and fairly assign premiums for owners of vehicles is considered.

***Keywords:** risk estimate, insurance products, rating factors, innovations, telematics devices.*

В настоящее время рынок отечественного автострахования находится в достаточно сложной точке своего развития: действующие страховые продукты на этом рынке не отвечают требованиям к точности и достоверности оценки рисков и не позволяют качественно развивать данный вид страхования. Все дело в том, что система оценки рисков, используемая в отечественной страховой практике, в отличие от западных систем, обладает довольно ограниченным набором рейтинговых факторов, непосредственно влияющих на вероятностную оценку наступления страховых событий и точность назначения страховой премии. Наши страховщики во всех добровольных видах страхования применяют классические, устоявшиеся модели оценки рисков, включающие набор наиболее простых и понятных рейтинговых факторов. Среди них: возраст и стаж водителя; наличие или отсутствие средств противоугонной защиты; способ хранения автомобиля в ночное время (открытая или закрытая территория); в редких случаях — мощность двигателя и высота автомобиля относительно дорожного полотна (клиренс).

Такой набор явно недостаточен. Понимая это, отечественные страховщики пытаются создать более качественную систему оценки рисков и детализировать набор рейтинговых факторов (например, в моторном страховании — место регистрации транспортного средства) [1]. Но эти попытки, как показывает практика, не дают ожидаемого эффекта и более точной оценки риска. Скорее, наоборот, существенно усложняют систему коммуникации продающих подразделений страховых компаний и службы андеррайтинга и оценки рисков, отрицательно сказываются как на сборах страховой премии, так и на качестве работы самих продающих подразделений.

Тем не менее потребность в такой детализации существует. Об этом говорит тот факт, что страховые актуарии, тем или иным образом взаимодействующие со своими западными коллегами, активно выступают за введение большего числа рейтинговых факторов [2] при определении стоимости страхования. В качестве основных аргументов в пользу такого решения они ссылаются на зарубежный опыт: там число рейтинговых факторов довольно велико, поэтому страховые актуарии имеют возможность влиять на конкурентоспособность и устойчивость страховых организаций даже в условиях нестабильности финансовых рынков. Отечественные исследователи также приводят примеры в пользу детализации оценки рисков как инструмента наиболее качественного управления страховым портфелем в условиях довольно жесткой рыночной конкуренции [3].

Но как реализовать множественность рейтинговых факторов, не оттолкнув потенциального клиента от заключения договора страхования достаточно большой по объему формой заявления на страхование и значительным массивом ненужных, на его взгляд, вопросов и уточнений? Выход здесь только один: необходимо создавать страховые продукты в формате индивидуальных продуктовых решений для каждого клиента, формирующихся исходя из конкретных потребностей и условий эксплуатации тех или иных объектов страхования. Такие продукты в условиях очевидной неопределенности и отсутствия возможности формирования явного экономического обоснования на старте должны строиться на основе как накопленной в предыдущие страховые периоды статистики, так и на базе здравого смысла.

Решить эту задачу легче всего, опираясь на международный опыт. А он говорит о том, что за рубежом, создание подобных продуктов стало развиваться в нескольких основных видах страхования, с максимальным упрощением технологии оценки вероятности наступления страховых событий, в том числе, снизив негативное влияние отдельных факторов (например, интенсивной автомобилизации населения и снижения запасов природных ресурсов).

В автомобильном страховании новыми рейтинговыми факторами становятся ежедневные пробеги транспортных средств, время их использования (днем или ночью), эксплуатационные характеристики автомобильных дорог, статистика хищений автомобилей по районам города, качество управления автомобилем водителем, а также число нарушений Правил дорожного движения владельцем транспортного средства или водителем (частота несоблюдения скоростного режима, нарушений очередности проезда перекрестков, и даже такие сложные для определения вероятности наступления событий ситуации, как использование ремней безопасности и нарушение движения по полосам). Совершенно очевидно и то, что учесть все эти факторы совсем непросто: развитие таких инициатив возможно только в случае профессионального решения ряда ключевых задач, таких, как использование современных средств дистанционного (телематического) сбора и передачи информации. И если с технологической точки зрения подобные решения не представляют особой сложности и довольно давно применяются (например, при эксплуатации грузового автотранспорта, владельцы которого оборудуют свои АТС приборами мониторинга движения и расхода топлива, позволяющими в режиме реального времени отслеживать большинство характеристик транспортных средств и выстраивать наиболее оптимальные логистические цепочки), то сбор подобных сведений и их последующий анализ с точки зрения страхования пока является

своего рода неизведанной территорией. В том числе и потому, что в утвержденной Правительством РФ концепции развития национальной системы экстренного реагирования при авариях "ЭРА-ГЛОНАСС" [5] не предусмотрена возможная коммуникационная среда между оператором системы экстренного реагирования и страховой компанией.

Однако перечисленные выше проблемы, в принципе, решаемы. Так, в ряде отраслей российской экономики уже есть мощные аппаратные и программные средства сбора, обработки и хранения данных, способные передавать информацию в режиме реального времени и в таком же режиме обрабатывать и суммировать ее в форме конечных данных, годных для оценки вероятностей наступления любых, в том числе, и страховых событий. Можно, при желании, также обеспечить не только хранение и защиту персональных данных клиентов, но и непрерывность их сбора.

Конечно, стоимость приобретения и эксплуатации таких средств достаточно высока. Но она, как свидетельствует зарубежный опыт, довольно быстро окупается. Хуже другое: у нас пока не сформирован математический аппарат, позволяющий наиболее качественно определять удельный вес тех рейтинговых факторов, которые вводятся в модель оценки рисков и влияют на вероятность наступления страховых событий. Как нет и способов решения задач объединения множества факторов, получаемых из различных источников — непосредственно от автомобиля в процессе его эксплуатации, от специализированных сервисов, дорожных служб и др.

Нам необходимо, кроме того, совершенствовать государственные регламенты и положения, предъявляющие особые требования к порядку формирования страховых резервов, включая (но не ограничиваясь только ими) законодательные инициативы, позволяющие отечественному страховому рынку осуществлять гибкое регулирование стоимости страхования, определять размеры страховой премии и страховых резервов, базируясь на новой системе оценки рисков.

Ключевым фактором успешного развития перечисленного выше является наличие простой системы обратной связи, реализованной с целью донесения информации о стиле и качестве вождения АТС в форме простых графических интерфейсов в специализированных мобильных приложениях и электронных формах отчетов до водителя или владельца автомобиля. На основании этой системы они могут вносить коррективы в характеристики управления транспортным средством либо отказаться от использования личного транспорта в пользу городских и междугородных транспортных средств, что, в конечном счете, будет оказывать непосредственное влияние на частоту страховых событий и снижать стоимость страхования конкретных АТС.

Рассмотрим пример, который позволит наглядно продемонстрировать преимущество новых страховых продуктов с использованием данных телематических устройств перед классическими страховыми программами, использующими типовые модели оценки рисков.

Из практики организации и безопасности дорожного движения известно, что выполнение левых поворотов водителем на перекрестках — наиболее сложный из всех видов маневров, а движение в плотном транспортном потоке требует от водителя значительно большей сосредоточенности, чем в потоке небольшой плотности и, как следствие, приводит к большей усталости, снижению концентрации внимания, что, в конечном счете, увеличивает время ответной реакции на опасные события, возникающие в процессе движения транспортного средства.

Но это качественные знания. Для профилактики ДТП необходима количественная оценка влияния перечисленных выше факторов на вероятность наступления ДТП. И возможность получения таких оценок есть. Их можно получить, например, путем формирования специализированной фокус-группы владельцев автомобилей, достаточной для сбора и анализа необходимой информации, оснастив эти автомобили телематическим оборудованием, способным собирать необходимую для построения версии модели оценки рисков.

Этот способ достаточно достоверен, однако для его реализации требуется довольно большое число участников фокус-группы, время сбора и анализа получаемой высококачественной информации. Поэтому лучше всего использовать второй путь — программу "умное автострахование", потому что она дает хорошие результаты без значительных временных и финансовых затрат. Для ее реализации понадобятся анализ и изучение всей статистической информации по моторному виду страхования за последние несколько лет, которая, как правило, у страховых компаний имеется и включает в себя: число застрахованных АТС, их марки/модели и мощность их двигателей, установленную на момент заключения договора страхования страховую сумму; частоту страховых событий по маркам/моделям АТС; место наступления страховых событий по каждому объекту страхования; время наступления страховых событий по каждому объекту страхования; число и состав участников заявленных и урегулированных страховых событий; число отказов в выплате страхового возмещения.

На основании перечисленных данных определяются рисковые рэнкинги для следующих четырех характеристик эксплуатации автомобиля: время суток (наступления страхового события); тип автомобильной дороги, где наступило событие; сложность дорожных условий (прямая дорога, перекресток, крутой поворот и т.п.); возраст и стаж работы водителя.

Все перечисленные выше рисковые рэнкинги должны быть сведены в единую оценочную матрицу. При этом для каждого из них необходимо определить его удельный вес в системе тарификации, рассчитываемой на основании частоты его присутствия в статистических данных. (Например, если 60 % ДТП происходят в светлое время суток, то удельный вес такого рэнкинга будет равен 0,6.)

На полученную оценочную матрицу накладывается обязательность исполнения требований Правил дорожного движения, т.е. модель должна учитывать качество и стиль вождения АТС конкретным водителем,

попавшим в ДТП. В наиболее простом случае это соблюдение скоростного режима движения (оценивается с помощью карт для навигации, учитывающих все скоростные ограничения на маршруте), характеристики резкости ускорении и замедлении АТС, средний дневной и/или годовой его пробег. На основании построенной таким образом модели можно определить систему тарификации для риска "дорожно-транспортное происшествие".

Следующим этапом развития такого страхового продукта будет создание максимально простого и удобного программного интерфейса, который позволит клиенту страховой компании с помощью современных средств связи, смартфонов и планшетов, наблюдать за качественными характеристиками управления своего АТС и, при необходимости, корректировать водительское поведение, а также частоту и время использования АТС с тем, чтобы снизить расходы на страхование.

Как видно из приведенного примера, использование телематического оборудования в страховании действительно позволяет клиенту страховой компании улучшить характеристики эксплуатации своего АТС и сократить расходы на страхование, а страховщику — предложить клиенту наиболее современный и качественный страховой продукт и повысить устойчивость и конкурентоспособность страховой компании на отечественном рынке. Однако сфера применения современных телематических систем разнообразна и позволяет, в значительной степени, детализировать процедуру оценки рисков в страховании, что положительно сказывается в конечном счете на безопасности дорожного движения и экологическом состоянии российских городов.

Литература

1. Федеральный закон от 28 декабря 2013 года №395-ФЗ "О Государственной автоматизированной информационной системе "ЭРА-ГЛОНАСС".
2. Положение о повышении профессионального мастерства и стажировки водителей РД-200-РСФСР-12-0071-86-12.
3. Кириллова Н.В. Финансовая устойчивость и банкротство российских страховых компаний: МАКСПресс, Москва, 2003. — 178 с.
4. Сафонов А.В., Суханова Н.А. Апостериорная оценка рисков в автостраховании: ИАБ Актуарий, № 3, 2009, с. 23.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 623.001.4

СПОСОБЫ УПРАВЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ ФОРМЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ШЛИФОВАНИИ

А.Ю. КОТЛЯРОВ, канд. техн. наук **В.В. ЕФРЕМОВ**, **А.В. АГОШКОВ**

Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище имени генерала армии В.Ф. Маргелова (8.920. 952-62-92)

Рассматривается проблема выбора метода и условий шлифования восстановленных поверхностей с целью повышения точности геометрических параметров формы деталей машин.

Ключевые слова: *восстановленные поверхности, шлифование, точность геометрических параметров, надежность деталей.*

Kotlyarov A.Yu., Efremov V.V., Agoshkov A.V.

METODS OF CONTROL GEOMETRIC PARAMETERS OF ACCURACY OF THE DETAIL OF CARS AT A GRINDING STAGE

Problem of selection methods and conditions grinding recovered surfaces by way of raise of the accuracy of the geometric parameters details of car is considered.

Keywords: *recovered surface, grinding, the accuracy of the geometric parameters, reliability of detail.*

Уже несколько десятилетий считается, что нанесение износостойких покрытий на поверхности изношенных деталей автомобилей — самый прогрессивный способ их восстановления. Но для придания такому покрытию необходимых свойств, если оно предназначено для работы в паре трения, его приходится подвергать механической обработке с тем, чтобы придать детали точную геометрическую форму, так как от нее зависит надежность работы трибосопряжения. Причем требования к точности формы деталей машин настолько серьезны, что регламентируются стандартами, т.е. нормативными документами, имеющими силу закона.

У нас в стране это ГОСТ 24642—81 и ГОСТ 24643—81, содержащие термины и требования к поверхностям цилиндрических деталей, а также ГОСТ 24462—83, который регламентирует отклонения их формы и устанавливает два вида этих отклонений — комплексные и частные. При этом к первым он относит отклонения профиля продольного сечения деталей, а также отклонения от круглости и цилиндричности, волнистость, огранку, конусо-, бочко- и седлообразность. Тем не менее существенные по величине отклонения формы, иногда превышающие допуск на соответствующие размеры детали, явление довольно частое. Причем они могут быть как комплексными, так и частными.

Причин их появления при шлифовании (а это основной вид механической обработки износостойких покрытий) четыре — геометрическая неточность станка; наличие упругих деформаций в технологической системе "станок—приспособление—инструмент—деталь" (СПИД); температурные деформации этой системы в процессе обработки поверхности, а также износ режущего инструмента [1]. Все они стремятся нару-

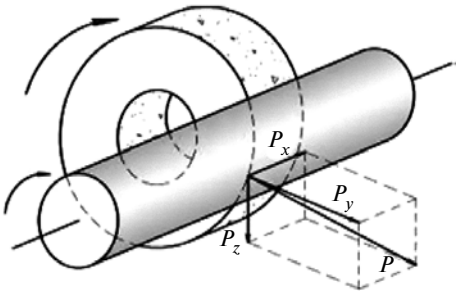


Рис. 1. Действия сил резания в зоне контакта поверхности детали со шлифовальным кругом

шить процесс обработки, изменить закон относительного движения заготовки и инструмента.

И им в той или иной мере удается. Отсюда и погрешности обработки. Хотя технологическая система, конечно, препятствует их появлению через такие свои качества, как жесткость, износо- и теплостойкость, виброустойчивость и др. [2], решить эту задачу полностью система не в состоянии. Ведь что такое технологическая система обработки? Это сочетание станка, приспособления и инструмента, которые образуют кинетическую схему обработки, имеющую ряд посадок с гарантированными зазорами и подвергающуюся воздействию сил P резания на систему. Что означает: силы резания могут отжимать обрабатываемую деталь за счет односторонней выборки зазоров и упругого деформирования всей системы СПИД. Причем величина и направление отжатия определяются не всей силой P, а лишь ее составляющей P_y (рис. 1), которая направлена по нормали к обрабатываемой поверхности.

Препятствует этой составляющей, как уже упоминалось, жесткость системы СПИД. При этом сочетание "действие P_y — противодействие СПИД" имеет довольно много вариантов. Так, если в точках контакта шлифовального круга и поверхности детали податливость системы и сила P_y постоянны, то деталь может приобрести только отклонение от заданного размера, а если же податливость системы переменна, то — отклонение от заданной формы заготовки [2]. Однако эти случаи для практики сравнительно редкие. В условиях производства, как правило, действует не одна, а несколько из перечисленных выше причин. Причем непосредственно или косвенно, чаще всего через теплоту и усилия (рис. 2), которые порождают упругие и тепловые перемещения, вибрации, изнашивание, остаточные деформации элементов технологических систем, что нарушает заданные параметры режима рабочего процесса и в итоге приводит к отклонению фактической траектории движения инструмента от движения рабочих поверхностей технологической системы.

"Физика" этих отклонений разная. Например, характер и величина упругих перемещений элементов технологической системы зависит от ее жесткости, тепловые их перемещения — от степени ее нагрева и способности ее сопротивляться этим перемещениям. Более того, во время работы различные элементы технологической системы нагреваются неодинаково, потому и ее тепловые деформации тоже неодинаковы как по величине, так и местоположению на обрабатываемой поверхности. Кроме того, на систему накладываются и вибрации ее элементов, что еще больше нарушает заданное относительное положение ее элементов и тем самым — заданный закон относительного движения детали и инструмента. Причем эти вибрации могут быть свободными, вынужденными и автоколебаниями. И если любое из них возникло в одной ее детали, то оно обязательно передастся на другие, претерпевая определенную трансформацию.

В итоге детали постепенно изнашиваются, т.е. изменяются их размеры и форма. Это нарушает размерные связи, порождает отклонения относительного положения и движения рабочих органов технологической системы и, прежде всего, режущего инструмента [2]. Кроме того, изнашиваются, причем довольно интенсивно, и направляющие станины станка. Особенно в условиях крупносерийного и массового производства. Результат износа рабочих поверхностей деталей технологической системы всегда один: она теряет свою точность, вызывая тем самым погрешность обработки.

На точность системы сказывается деформация ее деталей, обусловленная перераспределением имеющихся в них остаточных напряжений. В тех случаях, когда эти напряжения взаимоуравновешены, они, естественно, не проявляются, но если равновесие нарушено, то остаточные напряжения перераспределяются и вызывают деформации детали [3].

Таковы, если коротко, факторы, влияющие на качество финишной обработки деталей после нанесения на их поверхность износостойкого покрытия. Как видим, таких факторов много и действуют они по многим направлениям. В связи с этим возникает вопрос: а нельзя ли ими управлять, с тем, чтобы снизить их отрицательное влияние на качество обработки?

Ответить на него пытались многие исследователи. Они установили, что среди перечисленных выше факторов есть те, которыми, действительно, можно управлять, но есть и такие, которые управлению не подда-

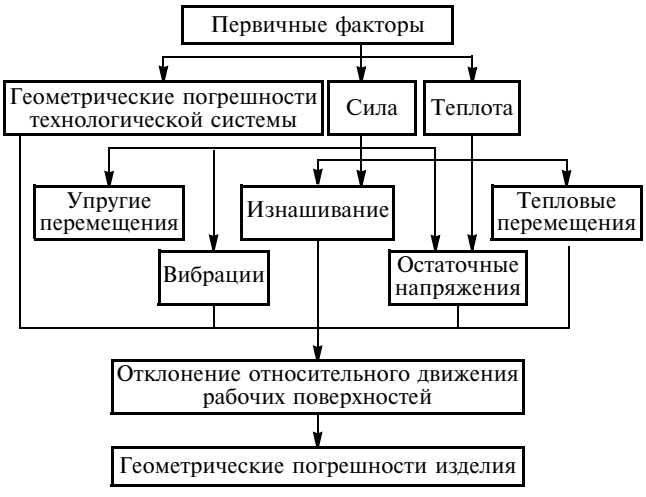


Рис. 2. Схема причинно-следственных связей формирования погрешностей деталей

ются. При этом было доказано, что в управляемых технологиях точность изготовления детали может достигаться за счет создания систем с обратными связями (адаптивных), базирующихся на информации об энергетических характеристиках процесса (мощности, силах, упругих и температурных деформациях). Создан также способ управления геометрическими параметрами (формой) деталей с помощью оборудования, работающего по "жесткой программе", суть которого состоит в том, что одни источники отрицательных факторов, сопутствующие любому процессу обработки, используются для устранения других. Например, М.М. Аршанский и В.П. Щербаков доказали, что вибрация, т.е. фактор, безусловно, отрицательный при определенных условиях может повысить точность обрабатываемых деталей, снизить шероховатость их поверхности. Так, если на подвергающуюся шлифованию деталь наложить подобранные определенным образом вынужденные колебания, то процесс становится виброустойчивым и снижает отрицательное влияние отклонения формы и волнистости инструмента на волнистость детали.

Существуют, кроме того, и способы управления точностью, которые реализуются не за одну, а за несколько операций. В частности, П.М. Полянский для повышения стойкости инструмента и точности формы в продольном сечении детали с прямолинейной образующей предложил применить предварительную операцию, при выполнении которой образующей детали придается бочкообразная форма. П.Н. Смирнов считает, что деталь перед шлифованием следует нагревать до температуры, которая зависит от конечного профиля этой детали.

Известны и другие предложения. Но все они сводятся к одному: добиться, чтобы результирующая погрешность детали лежала в пределах допуска. И так как составляющие погрешности являются величинами векторными, то уменьшать каждую из них необходимости нет. Достаточно выбрать такие их сочетания, при которых была бы минимальна (или лежала в пределах допуска) их геометрическая сумма. То есть необходимо обеспечить закон съема материала с обрабатываемой детали, чтобы образовалась поверхность, имеющая минимальное (или в допустимых пределах) отклонение от задаваемого эталона.

Такие способы управления точностью обработки в производственных условиях реализуются намного проще, чем в случаях адаптивных систем управления, они позволяют получить эффект при меньших затратах.

В металлообработке существуют и много способов снижения напряженности процесса шлифования. Один из них — способ, рассмотренный в работах С.П. Кулагина и В.И. Муцянко. Его суть — снижение контактной температуры путем предварительного вымачивания шлифовальных кругов в подогретом содовом растворе. При этом бакелитовая связка частично разрушается, и твердость круга снижается на одну—три степени. Правда, этот способ широкого применения не нашел, так как имеет большую трудоемкость подготовки и не обеспечивает необходимой твердости шлифовального круга, его размерной стойкости и высокой вероятности его разрушения во время работы.

В.А. Клименко и В.И. Островскмй рекомендуют регулировать мощность теплообразования в зоне обработки путем импрегнирования стандартных абразивных кругов составами, содержащими поверхностно-активные или химически активные вещества. Однако это увеличивает их себестоимость.

Повысить производительность бездефектного шлифования покрытий можно также за счет уменьшения количества абразивных зерен (элементарных источников теплоты) на единице поверхности круга. Как это предлагают В.В. Райт и А.М. Пилипенко. Однако такие круги получаются слишком пористыми, потому обладают невысокой механической прочностью, что заставляет ограничивать скорость резания. С этой точки зрения предпочтительнее высокопористые круги с добавлением мелкозернистых наполнителей. Правда, при этом их себестоимость тоже возрастает.

Очень хорошо зарекомендовали себя круги с прерывистой рабочей поверхностью, предложенные А.А. Диановым: на операциях шлифования заготовок из сталей и сплавов, предрасположенных к прижогам и трещинам, они резко сокращают брак.

Перечисленные выше способы снижения напряженности процесса шлифования, если говорить в целом, дают безусловный эффект. Однако их применение на операциях обработки покрытий не нашло широкого распространения. Причин тому много, но главная из них — отсутствие рекомендаций, позволяющих обоснованно использовать тот или иной способ применительно к деталям с покрытиями. Иначе говоря, рекомендаций по созданию соответствующих технологий.

Однако сдвиги в лучшую сторону здесь уже есть. Разработано довольно много способов и средств управления точностью обработки, т.е. база таких технологий. Существуют и инструменты, позволяющие объединить способы в производственные процессы, сократить сроки их проектирования. Это системы автоматизированного проектирования (САПР) [4] и опыт их применения для технологических процессов обработки деталей на станках с ЧПУ.

Из всего, что сказано выше, напрашиваются следующие выводы.

1. При разработке технологических процессов обработки восстановленных поверхностей деталей необходимо учитывать свойства напыленного слоя и все усилия, возникающие в системе СПИД.

2. Вопросы точности обработки деталей с нанесенным на их рабочую поверхность покрытием решаются на различных этапах технологической подготовки производства. Для этапа проектирования технологии эффективным средством является размерный анализ технологического процесса. Однако для создания процесса шлифования восстановленных поверхностей методических основ и нормативной базы, позволяющей обоснованно назначить припуски на обработку, точность размеров и взаимное расположение поверхностей для разных переходов технологического процесса, у нас пока что нет. Как нет и другой справочной информации, без которой не обойтись при выполне-

нии размерных расчетов. Следовательно, их нужно создавать.

3. Действенным средством управления точностью обработки деталей являются операционная технология, оснастка, с помощью которой осуществляются обработка детали, а также режимы резания. И опыт решения таких задач у нас уже есть, что позволяет выходить на совершенно новый уровень в этом вопросе — выбирать метод обработки и инструмент в зависимости от физико-механических свойств материала, решать задачи оптимального назначения режимов резания. Тем более, что анализ имеющихся в научной литературе результатов исследований показывает: в большинстве из них решаются задачи, связанные, по сути, с одним показателем — шероховатостью обработанной поверхности.

4. В настоящее время известно много способов и технических средств управления процессами формообразования. Так что разработка соответствующих технологий — дело довольно сложное, но реальное. Решение этой задачи позволит значительно повысить надежность восстановленных деталей и машин в целом.

Литература

1. Суслов А.Г. Технология машиностроения: учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. — 2-е изд. — М.: Машиностроение, 2007. — 430 с.
2. Редько С.Г. Процессы теплообразования при шлифовании. Саратов: Изд-во Саратовского университета, 1962. — 232 с.
3. Сипайлов В.А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности. — М.: Машиностроение, 1978. — 315 с.
4. Капустин Н.М. Разработка технологических процессов обработки деталей на станках с помощью ЭВМ. [Текст] — М.: Машиностроение, 1976. — 288 с. — (Библиотека технолога). С. 1...17.

УДК 629.331.5

КОМПОЗИТЫ В КОНСТРУКЦИИ НЕСУЩИХ СИСТЕМ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

А.Ю. КОСТЕНКО

МГТУ имени Н.Э. Баумана (8.968. 730-86-68)

Рассматривается возможность применения композитных материалов в конструкции несущих систем грузовых автомобилей.

Ключевые слова: *грузовой автомобиль, поперечина рамы, композиционные материалы, оптимизация.*

Kostenko A.Yu.

COMPOSITS IN THE CONSTRUCTION BEARING SYSTEMS OF TRUCKS

The possibility of using composite materials in the construction of bearing systems of trucks is considered.

Keywords: *truck, frame cross member, composite materials, optimization.*

Минимизации массы конструкции автомобиля при обеспечении необходимых ее прочностных и жесткостных свойств — одна из основных задач, решаемых его создателем. Однако возможности традиционных материалов, сталей и сплавов на основе железа, если их рассматривать с этой точки зрения, уже практически исчерпаны. Не оправдывают возлагаемых на них надежд и более легкие сплавы (алюминия, магния, титана) — они до́роги и зачастую не обладают требуемыми свойствами. Поэтому специалисты все больше внимания уделяют композиционным материалам. Более того, в легковых автомобилях композитные технологии применяются довольно часто: из угле- и стеклопластиков изготавливают кузова, несущие каркасы, навесные узлы и многое другое. Но вот в возможности их использования на грузовых автомобилях, где возникающие при движении нагрузки несравнимо выше, многие сомневаются. И зря. Композиты, как показывает анализ, могут успешно работать и в несущих системах грузовых автомобилей. Что и попытался доказать автор предлагаемой читателям статьи, для чего провел расчетные исследования, в качестве объекта которых была выбрана несущая рамная система (рис. 1) серийного магистрального тягача полной массой 18,5 т. Ее элементы изготовлены из европейской стали S700 и она, естественно, удовлетворяет требованиям прочности. Задача исследования состояла в замене центральной поперечины рамы, имеющей толщину 6 мм и массу 15 кг, изготовленной из композиционного материала балкой, которая по прочности и жесткости была бы равноценна стальной поперечине. При этом технология исследования предусматривала расчет обоих вариантов методом конечных элементов в несколько этапов. На первом из них была создана конечно-элементная модель (КЭМ) магистрального тягача с серийной поперечиной. На втором — определяли ее оптимальную форму, т.е. форму, обеспечивающую наибольшую жесткость конструкции. На третьем — выбран композитный материал и спроектирована конструкция новой балки, на четвертом — проведен прочностной расчет исходной и доработанной конструкций, а уже на пятом сравнивались результаты расчетов.

Содержание перечисленных выше этапов было следующим.

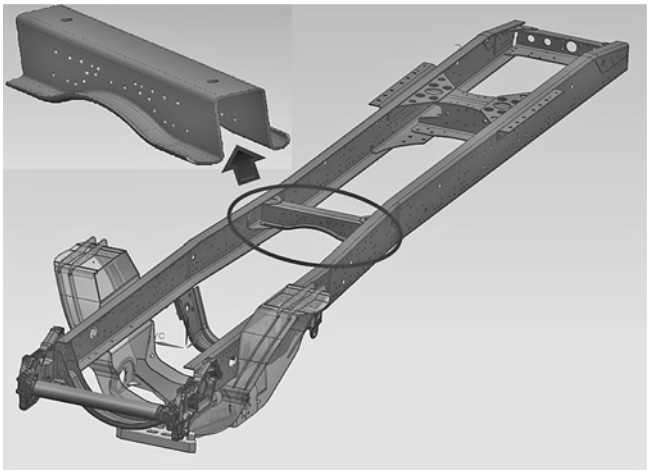
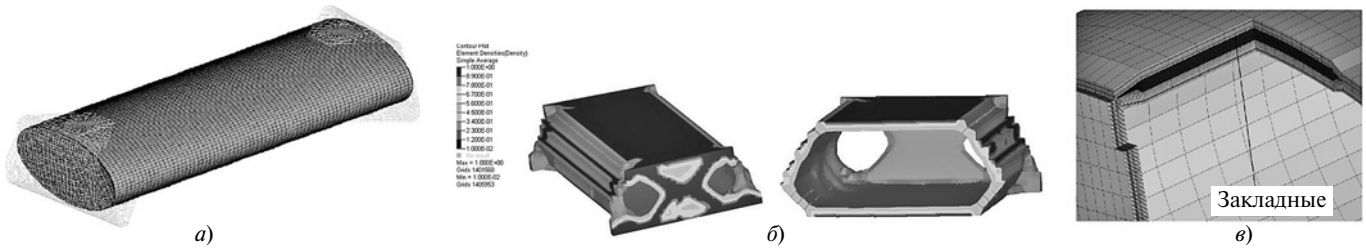


Рис. 1. Модель рамы магистрального тягача



а) *б*) *в*)

Рис. 2. Общий вид конечно-элементной модели композитной балки (а); оптимальная форма этой балки (б) и ее разрез (в)

Конечно-элементная модель магистрального тягача содержала 510 тыс. элементов, 813 тыс. узлов с элементами характерным размером 15 мм. Создавалась она приимущественно с помощью Shell-элементов, расположенных на срединных поверхностях деталей, а передние кронштейны были смоделированы с использованием элементов типа Tetra10. Для правильного нагружения рамы с помощью жестких балочных элементов были выполнены передняя и задняя подвески, кабина и основные навесные узлы смоделированы с помощью грубой 3D-сетки. Кроме того, в модель был включен подрамник, поскольку он вносит существенный вклад в общую жесткость конструкции. Груз массой 10,5 т, приходящийся на седельно-сцепное устройство, моделировался точечной массой, соединенной с помощью RBE3-связи с рамой.

Чтобы определить оптимальную форму поперечины, автор рассмотрел три характерных статических расчетных случая, наиболее полно характеризующих прочностные и жесткостные свойства исследуемой конструкции: вертикальный изгиб, кручение и вывешивание. При вертикальном изгибе, автомобиль устанавливался на четыре колеса и затем нагружался гравитацией. При определении крутильной жесткости его задняя ось в центрах колес закреплялась по всем степеням свободы, а к передней оси в тех же центрах прикладывалась пара сил величиной 5 кН каждая. Но самый опасный случай, как известно, — вывешивание колес. Но поскольку исследуемый автомобиль — трехосный, то рассматривалось вывешивание центральной оси и переднего колеса. Для этого систему статически определимо закрепляли в центрах колес, а правое переднее колесо от опоры освобождалось. На модель так же воздействовала гравитация.

При исследовании считалось, что коэффициент значимости каждого нагрузочного режима равен единице. Поиск решения велся путем удаления материала из исходной области до тех пор, пока вес пространства проектирования не достиг 20 % от первоначального, сохраняя при этом максимально возможную жесткость. Для этого из исходной конечно-элементной модели была удалена модель стальной балки и заменена на "пространство проектирования" — объем из HEX-элементов, занимающий всю область между кронштейнами балки. "Область проектирования" присоединялась к кронштейнам с помощью контакта-склейки. Решатель, используя алгоритмы топологической оптимизации, формировал из области проектирования оптимальное сечение балки.

Как показали расчеты, оптимальная форма поперечины — овальный цилиндр, закрытый с обоих концов Х-образными заглушками (рис. 2, *а*). Для упрощения технологии создания в реальной конструкции (рис. 2, *б*) было решено не заглушки вырезать, а использовать соответствующую укладку.

Теперь о выборе материала. Поперечина, очевидно, должна быть жесткой (высокий модуль Юнга), легкой (низкая плотность), прочной (высокие пределы прочности по всем направлениям), сравнительно недорогой, а также иметь высокую усталостную прочность. Этим критериям, как показал анализ, соответсвует углепластик марки КМУ-9т, характеристики которого представлены в табл. 1.

Кроме того, его армирующие волокна должны быть правильно ориентированными, т.е. располагаться в

Таблица 1

Параметр	Наполнитель	Матрица	Объемное содержание волокон, %	Плотность, т/мм^3
КМУ-9т	Лента УОЛ-300	УНДФ-4АР	58...62	1,52e-9
Прочность при растяжении, МПа		Прочность при сжатии, МПа		Прочность при сдвиге, МПа
вдоль волокон	поперек волокон	вдоль волокон	поперек волокон	
1500	35	1200	160	78
Модуль упругости, МПа		Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Толщина монослоя, мм
вдоль волокон	поперек волокон			
125 000	8000	5,2	0,33	0,2

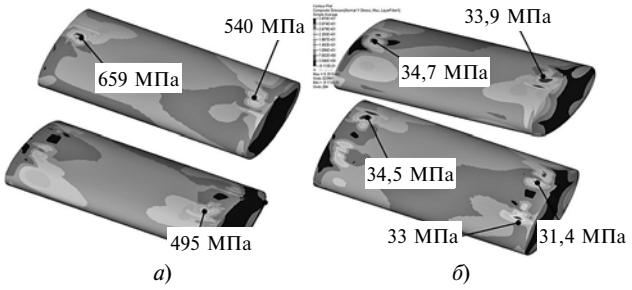


Рис. 3. Напряжения в композитной поперечине при вывешивании колеса вдоль (а) и поперек (б) волокон

матрице под определенным углом. И поскольку поперечина при эксплуатации должна испытывать как изгибные, так и крутильные нагрузки, то было решено положить слои равномерно (0°, +45°, −45° и 90°) по всем направлениям, причем по два слоя сразу, чтобы уменьшить трудоемкость намотки. Заглушка же представляла собой крест, а значит, ее материал нужно было выкладывать лишь под углами +45 и −45°. Каждый слой имел толщину 0,2 мм, общее их число равно 24. Итоговая толщина балки составила 4,8 мм.

Балка крепилась к кронштейну с помощью болтовых соединений. Для разгрузки зоны крепления болтов в этих местах были предусмотрены прямоугольные стальные закладки толщиной 2 мм, под верхним креплением их размеры составили 100 × 80 мм, под нижним — 100 × 50 мм. Суммарная масса композитной поперечины (вместе с закладками) составила 5,714 кг.

Конструкция этой поперечины была просчитана с целью определения жесткостных и прочностных параметров. При этом были выполнены пять вариантов расчетов: модальный анализ, кручение балки, вертикальный изгиб автомобиля, кручение рамы и вывешивание колес. Первые два расчетных случаях касались отдельно взятой поперечины, а три последних — ее же в составе автомобиля. Причем для поперечины оценивали напряжения вдоль волокон и против них, напряжения сдвига, характеризующие деламинацию, а также эквивалентные напряжения в закладных по Ван Мизесу.

Целью модального анализа была оценка форм собственных частот колебаний (кручение), которые, в свою очередь, являются показателем жесткости модели. Его результат: у стальной поперечины искомая частота составила 100 Гц, а у композитной — 450 Гц. То есть во втором случае она оказалась в 4,5 раза выше. Если учесть, что масса стальной поперечины больше массы поперечины композитной в 2,63 раза, то получается, что крутильная жесткость последней повысилась примерно в 7,5 раз.

При вертикальном нагружении жесткость композитной балки получилась такой же, что и у стальной поперечины, а возникающие в ее материале напряжения не превосходят допустимые. Но при вывешивании композитная конструкция хотя и обеспечивает намного лучшую жесткость, чем стальная, однако возникающие поперек ее волокон напряжения и эквивалентные напряжения в закладных находятся на грани допустимых. Результаты расчетов (табл. 2) говорят о том, что для композитной рамы коэффициенты запаса в направлении, перпендикулярном волокнам, минимальны. Напряжения в поперечине показаны на рис. 3.

Таким образом, расчеты методом конечных элементов доказывают, что применять композитные материалы в конструкции грузовых автомобилей не только возможно, но и выгодно: масса новой поперечины (5,714 кг) оказывается в 2,6 раза меньше стальной (15 кг) и она по своим жесткостным характеристикам значительно превосходит стальную. Немаловажно и то, что собственная частота с крутильной формой колебаний у композитной балки в 4,5 раза выше, чем у стальной.

Хорошие жесткостные показатели балка демонстрирует и при испытаниях в составе автомобиля. Например, при вертикальном изгибе и кручении рамы поперечина удовлетворяет требованиям прочности. Причем с большим ($n_з$ = 5,2) коэффициентом запаса. Однако, как уже упоминалось, при вывешивании колеса напряжения находятся на границе с допустимыми: поперек волокон $n_з$ = 1, а закладные имеют $n_з$ = 1,1. Другими словами, при эксплуатации эта поперечина будет обеспечивать работоспособность конструкции. Практически во всех условиях, за исключением одного — вывешивание колеса, при котором есть опасность образования трещины и потери несущей способности в местах крепления поперечины к кронштейнам.

Таблица 2

Расчётный случай	Параметр	Поперечина	
		стальная	композитная
	Масса, кг	15	5,714
Модальный анализ	Собственная крутильная частота, Гц	100	450
Кручение балки	Жёсткость на кручение, Н · м/град.	862	16 700
Вертикальный изгиб	Перемещение, мм	4,8	4,8
	Напряжения, МПа	32	2,2
	Допустимые напряжения, МПа	700	35
	Коэффициент запаса	22	16
Кручение рамы	Перемещение, мм	14,5	13,9
	Углы закрутки, град.	0,89	0,84
	Напряжения, МПа	40,5	6,7
	Допустимые напряжения, МПа	6,7	35
	Коэффициент запаса	17	5,2
Вывешивание	Перемещение, мм	241	226
	Углы закрутки, град.	6,97	6,52
	Напряжения, МПа	325	34,7
	Допустимые напряжения, МПа	700	35
	Коэффициент запаса	2,15	1

И последнее. Перед тем как применять композитные детали в реальных грузовых автомобилях, необходимо проработать технологию их изготовления, включая оптимизацию укладки слоев; продумать методы сопряжения деталей из композита и металла (например, кронштейнов крепления поперечины к лонжерону); просчитать экономическую эффективность замены стальной детали композитной. Но уже сейчас можно говорить о том, что будущее за композитными технологиями, а применение их в несущих системах грузовых автомобилей не только возможно, но и необходимо.

Литература

1. Композитные материалы. Механика и технология / Ф. Мэтьюз, Р. Ролингс. — М.: Техносфера, 2004. — 408 с.
2. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин / Проскуряков В.Б. — М.: Машиностроение, 1972. — 232 с.
3. Применение композиционных материалов в конструкции ходовой части городского автомобиля / А.Б. Карташов. Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева. № 3(82). 2010. — 156 с.

УДК 629.488.27

ЭВОЛЮЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ТОРМОЗНОГО СТЕНДА ОСИПОВА

Канд. техн. наук **А.Г. ОСИПОВ**
Иркутский НИТУ (3952. 52-59-81)

Рассматриваются новые модификации тормозного стенда, созданного в Иркутском НИТУ.

Ключевые слова: *автотранспортное средство, безопасность дорожного движения, проверка тормозов и подвески, силовой площадочный стенд, случайные возмущения, эффективность торможения.*

Osipov A.G.

THE EVOLUTION OF THE OSIPOV BRAKING PLATFORM TEST BAD

New modification of braking platform, created in Irkutsk NITU.

Keywords: *motor vehicle, safety traffic, check-up brake systems and suspension, force platform test bad, chance of trouble, effectiveness braking.*

Автомобильные испытательные стенды — устройства, обеспечивающие исследование и проверку конструкций, эксплуатационных свойств и технического состояния АТС, а также соответствия их параметров предъявляемым требованиям.

Для осуществления такой проверки предназначены тормозные и вибрационные диагностические стенды, классифицируемые как по принципу действия, так и конструктивному исполнению. Прежде всего, их систем и узлов, влияющих на безопасность движения. Поэтому эти устройства непрерывно совершенствуются с тем, чтобы соответствовать новым АТС и все усложняющимся условиям дорожного движения.

Такой работой заняты многие специалисты, в том числе и специалисты Иркутского НИТУ, которые за последние годы разработали несколько модификаций инерционных роликовых (см. "АП" 2007, № 5) и силовых площадочных тормозных стендов (см. "АП" 2009, № 9; 2010, № 4 и 2014, № 9). В частности, тормозной стенд силового принципа действия с подвижными площадочными (плоскими) опорами (пат. № 2391237, РФ) позволяет максимально приблизить механизм взаимодействия тормозящего колеса с опорной поверхностью к реальным дорожным условиям, а также сделать доступным даже для небольших АТП, поскольку он имеет сравнительно приемлемую стоимость, не требует больших энергетических трудовых и материальных эксплуатационных затрат, а также высокой квалификации применяющих его специалистов.

Однако практика диагностирования тормозных систем АТС на разработанном стенде показала, что эта конструкция имеет резервы повышения ее метрологических характеристик, а значит, качества измерения параметров торможения. Например, если колеса тестируемой оси АТС установить на продольных осях симметрии площадочных опор, то тем самым исключается образование моментов сил, которые разворачивают эти опоры и, более того, создают боковые реакции, способствующие появлению дополнительных сил трения, препятствующих перемещению площадочных опор в продольном направлении. Благодаря чему сводятся к минимуму погрешности измерения тормозных сил.

Так появилась первая модификация рассматриваемого стенда, содержащего две подвижные в продольном направлении площадочные опоры с горизонтальной контактной поверхностью для установки колес диагностируемой оси АТС. Кроме того, шариковые направляющие одной из площадочных опор, в отличие от исходной конструкции, были установлены на подвижной платформе, перемещаемой в поперечном направлении с помощью ходовой винтовой передачи. Такие дополнения дают возможность выставлять площадочные опоры строго по колее колес диагностируемой оси любого АТС, а следовательно, использовать тот резерв, о котором упомянуто выше.

Наконец, в модернизированном стенде вместо гидропривода площадочных опор был применен новый электромеханический тросовый привод, обеспечивающий их синхронное движение с одинаковой линейной скоростью и стабильное возвращение в исходное рабочее положение.

Но улучшения на этом не закончились. Так, практика и проведенные теоретические исследования доказывают [1], что торможение АТС всегда сопровождается колебаниями его неподрессоренных и подрессоренных масс. Причем они имеют место не только при блокировании колес во время экстренного торможения, но даже при служебных торможениях АТС на практически ровной дороге, а также при переезде колес через случайные единичные естественные и искусственные препятствия (например, "лежачих по-

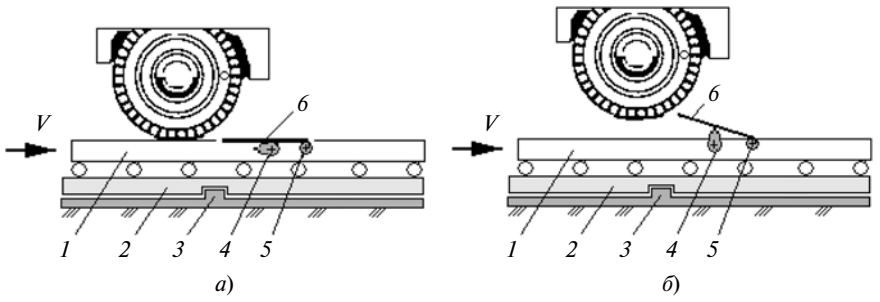


Рис. 1. Схема пластинчатой искусственной неровности импульсного воздействия при ее невключенном (а) и включенном (б) состояниях:

1 — площадочная опора; *2* — подвижная платформа; *3* — направляющая скольжения; *4* — широкопрофильный кулачок; *5* — поворотный шарнир; *6* — подъемная металлическая пластина

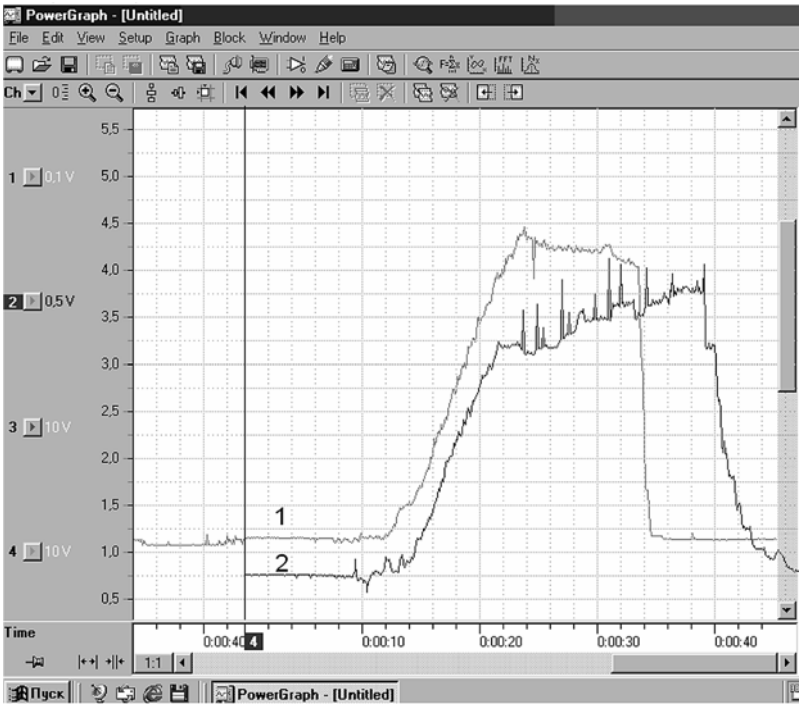


Рис. 2. Запись процесса торможения на искусственной неровности:

1 — тормозная сила, полученная по стандартной методике; *2* — тормозная сила, полученная после прохождения колесом искусственной неровности

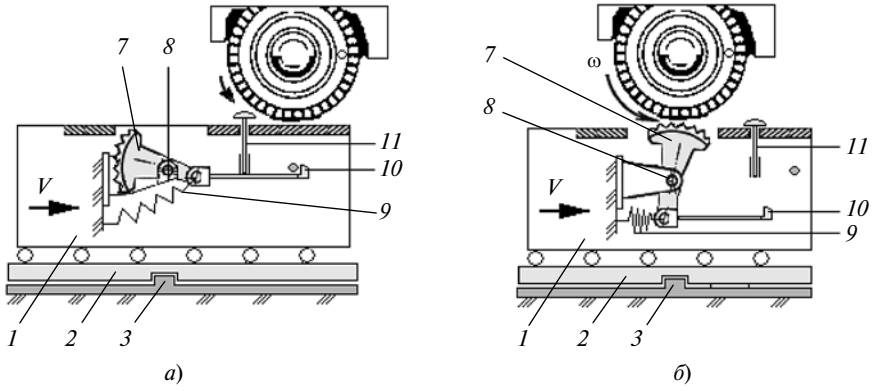


Рис. 3. Схема искусственной неровности с широкопрофильным сегментом в случае взведенного (а) и сработавшего механизма (б):

1 — площадочная опора; *2* — подвижная платформа; *3* — направляющая скольжения; *4* — пружина; *5* — спусковой механизм; *6* — курок спускового механизма; *7* — широкопрофильный сегмент; *8* — ось сегмента

лицейских"). Поэтому разработчики стенда решили оснастить его системой, способной учитывать эти колебания, потому что они, как показали результаты исследований, снижают эффективность торможения на 25...30 %.

Это была вторая модификация стенда. Теперь его конструкция содержит (рис. 1) измерительный компьютерный комплекс для снятия амплитудно-частотных характеристик подвески и дополнительное устройство, позволяющее искусственно возбуждать вынужденные колебания неподрессоренных и подрессоренных масс АТС.

Это дополнительное устройство представляет собой искусственные неровности импульсного воздействия, установленные на продольных осях площадочных опор. Конструктивно такая неровность может быть выполнена в виде закрепленной на шарнире *5* металлической пластины *6,* имеющей возможность приподниматься над поверхностью площадочной опоры *1* под нужным острым углом. Реализуется этот подъем с помощью кулачка *4* с червячным ручным или автоматическим приводом.

При наездах колеса на приподнятую пластину *6* в момент его торможения создаются вынужденные колебания неподрессоренных и подрессоренных масс АТС. Это подтверждает рис. 2, который иллюстрирует динамику его торможения. При работе стенда по схеме, соответствующей рис. 1, *а*, т.е. при отсутствии препятствия, изменение тормозной силы $P_т$ при торможении соответствует кривой *1*, а при его наличии (рис. 1, *б*) — кривой *2.* Авторы предусмотрели и возможность установки других вариантов исполнения искусственной неровности, например, в виде широкопрофильного сегмента, поворачивающегося на своей оси под действием пружины после ее освобождения (рис. 3) и т.п. И это третья модификация исходного стенда. Примененная в нем искусственная неровность импульсного воздействия выполнена в виде сегмента *7*, закрепленного на оси *8* и соединенного с пружиной *4.* При ее растяжении сегмент опускается заподлицо с контактной поверхностью площадочной опоры *1* и фикси-

руется в таком утопленном положении спусковым механизмом *5*, курок *6* которого выведен на поверхность площадочной опоры.

При контакте курка спускового механизма *5* с вращающимся колесом сегмент *7* освобождается от фиксатора и под действием пружины с поворотом поднимается вокруг своей оси *8* над поверхностью площадочной опоры, сообщая вращающемуся колесу дополнительную угловую скорость и приближая начальную линейную скорость торможения к значениям, характерным для реальных дорожных условий.

Как видим, две последние модификации тормозного стенда позволяют одновременно диагностировать тормоза и подвеску АТС. При этом появляется реальная возможность получить объективную оценку эффективности торможения при вынужденных колебаниях неподрессоренных и подрессоренных масс АТС.

Литература

1. Яценко Н.Н. Колебания автомобиля при торможении / Н.Н. Яценко, А.А. Енаев. — Иркутск: изд-во "Вос.-Сиб. Правда", 1989. — 246 с.

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном

Менее чем за два года с момента вывода на рынок объем продаж "Мицубиси Аутлендер PHEV" в Европе (34 страны Европы, за исключением России, Украины и Казахстана) достиг 40 тыс. автомобилей. Обеспечивая оптимальный баланс между производственными возможностями и общим спросом, компания "Мицубиси моторс" постепенно выпускала данную модель на рынки Европы, начав в октябре 2013 г. со стран, где автомобили такого типа пользуются особой популярностью (Нидерланды, северные страны и пр.). Сейчас модель предлагается по всей Европе, а в число шести стран, где она продается лучше всего, входят следующие: Нидерланды — 17,733 автомобиля, Великобритания — 11,975, Швеция — 3,195, Норвегия — 2502, Германия — 2,132, Франция — 1,127 автомобилей.

Кроме того, предпочтения европейских покупателей свидетельствуют о том, что подзаряжаемый гибрид "Аутлендер PHEV" стал самым популярным автомобилем с такой системой привода в Европе.

Столь впечатляющие показатели объясняются, скорее, передовыми инженерными решениями и уникальными особенностями модели Outlander PHEV (автомобиль класса SUV с системой полного привода на базе двух электродвигателей и системой зарядки тяговой аккумуляторной батареи от двигателя внутреннего сгорания, разнообразные автоматические режимы электропривода, полноразмерный 5-местный автомобиль, объем багажного отделения 463 л и пр.), чем таким преимуществом, как неясные налоговые льготы, которые также распространяются на другие, менее востребованные подзаряжаемые гибридные автомобили.

* * *

24 из 56 автомобилей, принимавших участие в 83-й гонке **"24 часа Ле-Мана",** были оснащены технологиями **"Бош".** Знаменитое соревнование на выносливость прошло 13—14 июня 2015 г. Начиная с 2000 года на пьедестале легендарной гонки в самой престижной категории *Le Mans Prototype 1* (LMP1) присутствуют автомобили с системой впрыска от "Бош". При этом с 2007 по 2014 г. победителями восемь раз подряд становились машины с дизельными и дизельными гибридными двигателями. А в период с 2000 по 2006 г. гонку выигрывали автомобили с непосредственным дизельным или бензиновым впрыском от "Бош". Эти и другие инновационные технологии были разработаны с нуля или адаптированы для гоночных автомобилей из серийных комплектующих. Среди них: блоки управления двигателем, дисплеи, системы безопасности и различные датчики.

"Бош" является партнером по развитию и поставщиком как технологий впрыска топлива, так и основных комплектующих электрического силового агрегата для модели "**Ауди R18 е-трон куаттро**". "В этом гоночном автомобиле компании "Бош" и "Ауди" смогли объединить преимущества дизельных двигателей и электрических силовых установок — рассказывает Уве Гакштаттер, президент направления "Дизельные системы" "Бош". Высокий крутящий момент, эффективное сгорание, низкое потребление топлива — современные дизельные технологии дают преимущества водителям и в обычных условиях дорожного движения". В 2014 г. почти половина всех новых автомобилей в Германии были с дизельным двигателем. Эта технология является ключевой в достижении целей по снижению выбросов диоксида углерода. Для развития дизельных систем "Бош" применяет системный подход, включающий повышение эффективности сгорания, использование систем рециркуляции выхлопных газов, а также методы их очистки, что снижает вредные выбросы и содержание оксидов азота. Ноу-хау от "Бош", используемые при электрификации силовых агрегатов, направлены на повышение общей эффективности работы и лучшего взаимодействия между различными типами установок. "Бош" поставляет для модели "Ауди R18 е-трон куаттро" такие технологии как: система впрыска (ТНВД, инжекторы, топливная рампа); мотор-генераторная установка (*MGU*), разработанная "Ауди Спорт" при содействии "Бош" для данной модели. *MGU* устанавливается на передней оси автомобиля и использует интегрированную систему рекуперации энергии. Для сезона 2015 г. был разработан новый электродвигатель, обладающий мощностью около 200 киловатт; блок управления двигателем, систему сбора и обработки

данных, стартер и генератор; система реечного управления с усилителем, разработанная "Ауди Спорт" в сотрудничестве с "Бош Моторспорт" и "Бош Аутомотив Стиринг".

В гоночных автомобилях **"Шевроле Корвет С7.R"** используется широкий список систем и комплектующих, произведенных "Бош Моторспорт". Это блок управления двигателем, система телеметрии для обмена данных между машиной и боксами, программируемый дисплей водителя с высоким разрешением. Для достижения большей безопасности гоночные автомобили С7.R оснащены системой предупреждения о столкновениях *CAS-M*. Система была разработана "Бош Моторспорт" и "Корвет Рейсинг", помогая пилотам избегать столкновений, особенно в ходе гонок на выносливость. Опасность таких соревнований заключается в разнице скоростей разных классов автомобилей, когда высокоскоростные прототипы едут вместе с машинами класса *GTE*. В основе системы лежит радиолокационный радар дальнего действия третьего поколения (*LRR3*), закрепленный в задней части автомобиля. Он осуществляет непрерывный мониторинг окружающего пространства за автомобилем в радиусе 250 м и может обнаруживать до 32 объектов одновременно, определяя дистанцию до них и скорость сближения. Система также ведет видеонаблюдение, в режиме реального времени выводя информацию на дисплей. Это позволяет пилотам располагать всей необходимой информацией: видеть сколько машин находится позади, как быстро и с какой стороны они приближаются к автомобилю или совершают обгон.

Модели **"Порше 911 RSR"** и **"Порше 911 GT3 RSR"**, принимавшие участие в гонке "24 часа Ле-Мана", оснащены блоками управления двигателем от "Бош", а также системой регистрации данных, стартерами и различными датчиками для измерения давления и температуры.

Наконец, принимавшая участие в гонке **"Феррари 458 Италиа GT2"** оснащена системой непосредственного бензинового впрыска "Бош", которая была оптимизирована специально для гоночных условий. Система включает блок управления двигателем, форсунки, бензонасос. В дополнение к этому в автомобиле установлен программируемый дисплей *DDU 8,* который может иметь до 12 различных режимов отображения информации.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Чириканова Е.А. — Государственная поддержка автомобильного рынка России в условиях спада объёмов продаж 1

АСМ-факты 3

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Копотилов В.И. — Сила тяги автомобиля и механизм её образования 4

Кривцов С.Н. — Измерение индуктивности электромагнита как фактор повышения качества регулировки электрогидравлических форсунок "Коммон райл" при ремонте 9

Иванов А.С., Чикишев Е.М., Анисимов И.А. — Низкие температуры и их влияние на показатели АТС 11

Драгунов Г.Д., Кравцов С.А. — Принципы составления математической модели движения автомобиля, позволяющей исследовать влияние углов установки его управляемых колёс 14

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Науменко Б.С., Белоусов Д.В. — Бортовая система диагностирования тягача автопоезда 16

Дубовик Е.А. — Оптимизация состава автомобильного антифриза . . . 20

Буренин В.В., Баловнев Н.П., Иванина Е.С. — Новые фильтры для автомобильных топливных систем 22

Суетова А.А., Олейников А.В., Васильев В.А. — Имитационная модель для информационной системы управления рисками сервисной зоны автотранспортных предприятий 26

Якушин А.Б. — Умное автострахование 29

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Котляров А.Ю., Ефремов В.В., Агошков А.В. — Способы управления геометрическими параметрами формы деталей машин при шлифовании 31

Костенко А.Ю. — Композиты в конструкции несущих систем грузовых автомобилей 34

Осипов А.Г. — Эволюция конструкции тормозного стенда Осипова 37

ИНФОРМАЦИЯ

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 УМ (МАМИ)*
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"*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. Физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Купеев Ю.А. — *канд. техн. наук, научный консультант НИИАЭ, профессор, доктор электротехнических наук АЭН*
Мамити Г.И. — *д-р техн.наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана*
Николаенко А.В. — *д-р экон.наук, ректор "Университета машиностроения" (МАМИ)*
Никульников Э.Н. — *канд. техн. наук, НИЦИАМТ ГНЦ "НАМИ"*
Пашков В.И. — *АМО "ЗИЛ"*
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"*
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. (Могилев)*
Харитончик С.В. — *д-р техн.наук, доцент БНТУ Минск*

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 28.04.2015. Подписано в печать 25.06.2015.
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, (499) 269-52-98 (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 ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

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