ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 12 • декабрь • 2007

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 65.027

Об условиях развития производства автокомпонентов в России

Канд. техн. наук С.В. КАСЬЯНОВ, Ф.Т. ЗАКИРОВ, Н.Р. ХАЛИЛОВ

Камская ИНЭКА,
Камский индустриальный парк "Мастер"

Сегодня на смену государству в отрасль пришло достаточно много новых инвесторов, организующих выпуск зарубежных моделей автомобилей. При этом иностранные партнеры ставят перед организуемыми ими предприятиями довольно примитивную частную задачу: возвратить вложенные средства в минимальные сроки и получить максимальную прибыль на вложенный капитал. Каждое предприятие формирует собственную узкокорпоративную политику и привлекает поставщиков исходя только из нее. Но объемы выпуска продукции отдельно взятой зарубежной фирмы на относительно мелких заводах невелики (как правило, не более 40—50 тыс. шт. в год). Поэтому производство всей гаммы неунифицированных оригинальных комплектующих только для одной из них производителям автокомпонентов не может быть выгодным. Так что те, кто верит в заинтересованность зарубежных автомобилестроителей в скорейшей реализации продекларированных проектов по созданию в России собственных заводов, выпускающих комплектующие, глубоко ошибаются. Разномастные автосборочные производства на территории России дадут нам не более чем недолговечные обрывки "тойото-" или "фордостроения", но никак не единую систему, подобную советскому автопрому, в которую на равных с автозаводами должны входить и производители автокомпонентов.

Чтобы решить данную проблему, функции каждого отдельно взятого узкоспециализированного поставщика автокомпонентов необходимо рассматривать, на наш взгляд, с трех точек зрения. Во-первых, как партнера различных потребителей и поставщиков, реализующего с высоким качеством процессы жизненного цикла гаммы автокомпонентов; во-вторых, как стабильного элемента, равнозначного со всеми прочими составляющими общеэкономической системы государства; в-третьих, как ключевое звено экономики и социальной инфраструктуры того региона, где он работает. Отсюда и основные требования к деятельности такого предприятия-поставщика. Это удовлетворенность потребителей текущими поставками; минимально возможная себестоимость продукции, достигаемая путем оптимизации структуры деятельности и выноса непрофильных процессов на аутсорсинг; стабильный портфель заказов, позволяющий максимально загрузить производственные мощности, в том числе благодаря самостоятельному выбору сторонних потребителей; возможность привлечения финансовых ресурсов для диверсификации и обновления продукции; способность проведения максимально оперативной и высококачественной подготовки производства обновленных, согласно требованиям потребителей, компонентов; устойчивость, обеспечивающая решение социально-экономических задач населения региона на длительную перспективу.

Желательная (оптимальная) схема процесса деятельности такого предприятия показана на рисунке. На нем, как видим, изображена идеализированная траектория, "движение" по которой обеспечивает максимально экономичным образом высокое качество продукции, стабильный ее сбыт, а также удовлетворенность всех заинтересованных лиц. Соблюдение такой траектории позволяет предприятию избежать большей части форс-мажорных обстоятельств и, что еще важнее, получить финансовые возможности для своего непрерывного развития.

Так должно быть, если судить по зарубежному опыту. Однако в России, к сожалению, так пока не получается. И тому есть как объективные, так субъективные причины.

К числу первых можно отнести отсутствие у государства и регионов единой стратегии развития автопрома, в том числе действенных рычагов воздействия на политику зарубежных инвесторов; недостаточный для развития собственной системы поставщиков уровень капитализации большинства российских корпораций; неразвитость региональной инфраструктуры, что не позволяет обеспечивать достаточную стабильность производственной деятельности предприятий-поставщиков; не соответствующая сегодняшним запросам система подготовки специалистов. Ко вторым — упущения при проектировании собственного предприятия-поставщика, порожденные условиями 1990-х годов, а именно: некомпетентность инвесторов и кредитных организаций в части требований к материальному и информационному обеспечению процессов жизненного цикла продукции поставщика; пренебрежение интересами страны и регионов, а также коррумпированность высших менеджеров российских корпораций; предъявляемое учредителями требование жесточайшей экономии ресурсов на всех этапах жизненного цикла продукции поставщика вопреки технологическим нормативам расхода ресурсов; жесткое ограничение объемов производства продукции поставщика запросами единственного потребителя без предоставления права поставок другим автозаводам; чисто потребительское отношение к выбору

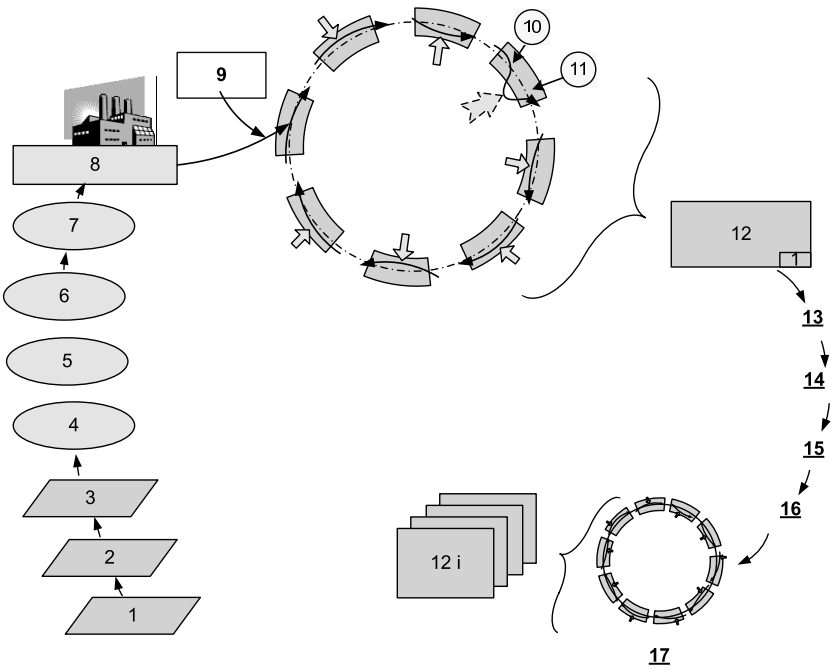


Схема оптимального функционирования предприятия-поставщика автокомпонентов:

1 — корпоративный анализ запросов потребителей; *2* — планирование формы взаимодействия с потребителями и поставщиками; *3* — анализ проекта продукции; *4* — планирование процессов жизненного цикла продукции предприятия; *5* — планирование обеспечивающих процессы рабочих мест по выпуску продукции; *6* — планирование процессов и ресурсов менеджмента; *7* — разработка методики текущего планирования деятельности; *8* — создание предприятия по обоснованному бизнес-плану; *9* — мониторинг процессов; *10* — чрезвычайная ситуация; *11* — помощь корпорации в решении проблем; *12* — стабильное качество поставок; *13* — удовлетворенность потребителя; *14* — удовлетворенность персонала потребителя; *15* — резервы для развития; *16* — подготовка производства диверсифицированной продукции; *17* — выпуск диверсифицированной продукции

специалистов, отказ от участия в развитии образовательной среды; выбор руководителей исходя, прежде всего, из их лояльности к учредителям, без определения требований к их компетентности.

А ведь Россия в советское время имела подробно разработанный и неплохо зарекомендовавший себя комплекс процедур проектирования предприятий-поставщиков автокомпонентов. Была создана и нормативная база по многим процессам. Но сегодня этот опыт, к сожалению, основательно забыт, а молодым руководителям просто неизвестен. Вот почему в области менеджмента действующего производства преобладает слепое следование зарубежным новациям. В итоге не редкость, когда в ходе выпуска продукции без какого-либо анализа качества проектирования и подготовки производства начинается повальное внедрение системы "бережливого производства". Полученный при внедрении эффект, иногда весьма значительный, только подтверждает, что наконец-то обнаружена хотя бы небольшая часть проектных упущений. Но насколько устранена природа ошибок и сколько их еще осталось — для менеджеров загадка. Только отдельным специалистам известно, конструкция каких компонентов толком не отработана, где прорехи в технологии производства и организации управления. Так что неэффективность систем менеджмента качества на российских предприятиях — факт, который, на наш взгляд, лишний раз доказывает важность системного проектирования, формирования законченного комплекса управленческой информации. Именно упущения на этапе проектирования предприятия вынуждают задним числом создавать в службах качества формальные документы по управлению качеством, зачастую бесполезные.

Важнейшая составляющая комплекса функций предприятия-поставщика — реализация с требуемым качеством своей части процессов жизненного цикла конечной (товарной) продукции. Однако собственник, приобретающий готовое предприятие для получения сиюминутной прибыли, не готов следовать жестким отраслевым и корпоративным стандартам. Он вряд ли пожелает сделать его звеном отраслевой системы. Поэтому в настоящее время создание поставщика — дело прежде всего автомобилестроительных корпораций, холдингов, имеющих в своем составе головные автозаводы. Но понятно, что они не в состоянии обеспечить для производителя компонентов всю инфраструктуру и корпоративные интересы придется увязывать с региональными. Что означает: для действительно эффективного решения проблемы перехода от прямого копирования зарубежного опыта, пригодного для чужой нам внешней среды, необходимо переработать, в том числе с учетом советского опыта, теоретические основы функционирования системы взаимосвязанных предприятий в российских условиях. Причем чтобы экономично поддерживать траекторию деятельности предприятия в заданных пределах (см. рисунок), нужно запланировать и создать как их внутреннюю, так и внешнюю среды с соответствующими характеристиками. То есть для предупреждения возможных форс-мажорных обстоятельств бизнес-план должен отражать все без исключения процессы, необходимые для функционирования предприятия. Другими словами, менеджмент должен быть обеспечен всей требующейся информацией, иметь в своем распоряжении инструмент предупреждения потерь при функционировании предприятия и решения первоочередной задачи — высокое качество продукции во всех процессах ее жизненного цикла. Поэтому при проектировании производства поставщика придется сначала проанализировать систему процессов жизненного цикла продукции в масштабе холдинга. В том числе проработать все стадии технологий поставщика (поставка, выпуск продукции и закупки комплектующих) до уровня отдельных операций.

В бизнес-плане должны также быть отражены все проекты процессов, обеспечивающих основную деятельность в пределах региональной отраслевой инфраструктуры, — диагностирование и ремонт оборудования, инструментообеспечение, метрологические услуги и проч.

При этом желательно, чтобы исполнители данных проектов находились поблизости от обслуживаемого ими производства и равным образом были финансово устойчивыми и надежными. Поэтому нужны методики оценки их надежности. Ведь для малых поставщиков автокомпонентов стабильность работы субпоставщиков исключительно важна. Значит, в бизнес-плане необходимо предусматривать экспертизу основных фондов, передаваемых поставщику, а также, исходя из российской действительности, привлечение к процедуре приемки оборудования высококвалифицированных экспертов. Только тогда можно говорить о действительных объемах затрат на подготовку производства. А в ряде случаев потребуется приступать к бизнес-проектам по созданию, например, индустриального парка (технопарка).

Инженерные процедуры проектной деятельности в состоянии поддерживать лишь корпорация, имеющая проектные службы и узких специалистов. Для чего потребуются современные формы индивидуальной их подготовки. А для чисто производственных небольших по масштабу предприятий — подготовка совершенно новых специалистов, технологов-менеджеров, способных решать задачи на конкретных рабочих местах.

Этого требует жизнь. Однако нынешние технические вузы крайне сложно повернуть лицом от государственного образова-

тельного стандарта к современному производству. Потому что подавляющее большинство преподавателей владеют лишь устаревшими техническими вопросами либо только общими принципами управления. Предметного же представления о современных технологиях у них нет, поскольку нет необходимого оборудования и связей с зарубежными партнерами. Поэтому одним из базовых условий развития инфраструктуры должно стать финансовое участие корпораций в формировании региональных университетских комплексов, способных обеспечить нужды многоотраслевой промышленности как в специалистах-универсалах, так и в наукоемких услугах.

Создание управленческой информации, включая ее маркетинговую, проектную, технологическую, организационную части, вначале для каждой группы процессов, а затем для предприятия в целом — следующий раздел бизнес-плана. Например, привычная для наших инженеров стандартизованная технологическая документация предназначена для использования в узкоспециализированных службах и содержит лишь технические требования. Но на малых предприятиях решения будет принимать в основном менеджер-универсал. Чтобы предупредить потери в будущем, ее содержание должно быть дополнено данными, необходимыми для управления качеством, производительностью, потреблением ресурсов. И эту работу следует выделять в бизнес-плане "отдельной строкой", хотя она может показаться слишком незначительной статьей затрат. Придется выделять также процедуры проектирования управления обеспечивающими процессами, вынесенными на аутсорсинг, создание механизмов вовлечения персонала в управление. И здесь весьма актуально вспомнить советский опыт, те механизмы, которые достаточно понятны для персонала. Только полное представление о содержании процессов позволит сформировать адекватный финансовый план и требования к компетентности менеджеров.

Что же касается требований к компетентности директора, то они в оптимальном случае могут быть установлены только после проработки законченного комплекса процессов деятельности предприятия, т. е. при завершающей процедуре построения системы менеджмента.

Следует вспомнить и о роли государства в развитии отрасли. С его стороны нужны налоговые, экономические, юридические механизмы для заинтересованности решения ряда проблем. Например, таких, как унификация комплектующих разных фирм (вплоть до разработки гибридных моделей); создание максимально благоприятных налоговых правил для малых производителей автокомпонентов, а также для предприятий смежных отраслей — станкостроительной, инструментальной, сервисного обслуживания; увеличение частных вкладов в производство и т. д.

В советское время на все эти аспекты заводчанам не было нужды обращать серьезное внимание. Внешние условия обеспечивались государством без их участия. Но при проектировании предприятия-поставщика требуется увязывать интересы корпорации, региона и страны в целом. Так что станет ли автомобильная промышленность катализатором развития российской экономики, во многом зависит от уровня взаимодействия государства и бизнеса.

Поэтому при организации поставщика автокомпонентов должны предусматриваться: его проектирование как элемента структуры автомобилестроительной корпорации; формирование инфраструктуры, обеспечивающей производство продукции силами сторонних исполнителей (например, в рамках индустриального парка); развитие регионального университетского комплекса для решения задачи подготовки специалистов и выполнение прикладных НИР; реализация комплекса мер государственного стимулирования. Иного, как говорится, не дано.

УДК 629.113/.115

"Автофрамос" в российском автомобилестроении

Е.В. МЕЩЕРЯКОВА

МГТУ "МАМИ"

Традиционные автомобильные рынки вошли в стадию зрелости, и их рост замедлился. Стало совершенно очевидным: теория, которая говорила, что коммерческий спрос на автомобиль и его производство должны совпадать, иначе у фирмы неизбежны затруднения в области продаж, полностью оправдывается. Но теория дает не только заключение. Она дает и рекомендации. В частности, считает, что успех коммерческой деятельности, на которую должно ориентироваться производство, зависит от нескольких конкретных факторов: степень подготовленности дилерской сети, правильно ли проводятся рекламные акции, уровень подготовки персонала и, конечно, насколько качественна выпускаемая продукция.

Именно такими рекомендациями, думается, руководствовалась фирма "Рено", приняв решение организовать в России филиал — фирму "Автофрамос". И поступила совершенно правильно, о чем свидетельствуют результаты ее деятельности.

Первый из них: на сегодня фирма располагает одной из наиболее развитых и структурированных коммерческих сетей. В частности, имеет 60 официальных дилерских центров и 81 торговую точку в 41 российском городе — в основном в крупном (с населением свыше 500 тыс. человек). А цель ее — распространить марку "Рено" во всех городах с населением более 300 тыс. человек.

Второй: "Автофрамос" в результате налаженной системы поставок и обновления модельного ряда автомобилей значительно укрепила свои позиции на российском рынке. Третий: она увеличила срок гарантии на АТС. Четвертый: "Автофрамос" располагает центральным складом запасных частей, где дилеры могут заказать любую деталь и поручить ее за 24 ч. Пятый: чтобы развивать свою систему послепродажного обслуживания, фирма создала в Москве собственный учебный центр, который готовит персонал для дилерских сетей России, Белоруссии и Украины, обеспечивая тем самым высококачественное обслуживание всего модельного ряда автомобилей "Рено". Наконец, с октября 2001 г. в Москве и ближнем Подмосковье начала действовать служба "Ассистанс", которая представляет собой часть общей стратегии фирмы, направленной на улучшение качества обслуживания и послепродажного сопровождения, т. е. служба технической помощи на дорогах.

В сказанном ничего особенного, на первый взгляд, нет. Кроме одного: все это сделано до начала производства автомобилей "Рено" в России. И только затем фирма приняла решение не только экспортировать свою продукцию в Россию, но и производить ее на месте. Здесь учитывалась одна из главных особенностей российского автомобильного рынка, обусловленная низким платежеспособным спросом, а именно: большая востребованность АТС в малобюджетной ценовой категории. Причем руководители "Автофрамос" учитывали, что лидером в этой ценовой нише до середины 1990-х годов были российские производители автомобилей — ВАЗ, "Москвич", "Иж". Знали и то, что главная причина отсутствия конкуренции в данной нише рынка — высокая себестоимость современных автомобилей, не позволяющая создавать их модели, отвечающие всем требованиям по качеству, безопасности, комфорту и цене.

Чтобы изменить существующее положение, специалисты дизайн-центра "Рено" разработали проект автомобиля X 90, (впоследствии получил название "Логан"), предназначенный для российского рынка, организовали полносборочный процесс, в который вошли сварка, окраска и сборка, а детали покупали как у местных поставщиков, так и на заводе "Дачия" в Питешти (Румыния), откуда они с централизованного склада, расположенного вблизи завода, автотранспортом доставлялись в Россию. Причем "Рено" приняла как должное, что по мере развития интеграции завода в местную экономику будет увеличиваться производство российских сборочных комплектов, штампованных деталей, стекол, шин, сидений и других комплектующих.

Для обеспечения выпуска высококачественной продукции и повышения производительности труда на заводе "Автофрамос" используются методы производственной системы "Рено" (SPR), которую на других предприятиях фирмы начали применять еще в 1998 г., и сейчас ее промышленные объекты стали одними из самых эффективных в мире. (SPR — система методик и практических действий, целью которых является производство высококачественных АТС при сокращении затрат и соблюдении сроков, норм безопасности и эргономики.)

SPR — не изобретение "Рено". Ее основа — принцип фирмы "Ниссан": "организация рабочего места — есть основополагающее условие производства высококачественного автомобиля и сокращения затрат". Отсюда — полная стандартизация операций на каждом рабочем месте. Чтобы ее обеспечить, организуются "школы мастерства", где персонал отрабатывает соответствующие операции, гарантирующие наилучшее качество и эффективность работы. Причем для точного определения задач оператора на его рабочем месте составляются карты стандартных операций (FOS) — документы, которые оговаривают выполнение операции всегда одним и тем же способом; изготовление одинаковых деталей в течение всех циклов; наименьшую стоимость благодаря высокой производительности труда; кратчайшие сроки исполнения при соблюдении техники безопасности.

Такая организация труда и производства позволяет оптимизировать производительность предприятия и привести промышленную систему группы к уровню международных стандартов. (Это особенно важно, поскольку на современном рынке клиент становится все более и более требовательным, т. е. абсолютное качество становится приоритетом не только в отношении комплектующих, но и готовых изделий.)

То, что делает "Автофрамос", — результат опыта, приобретенного в ходе взаимодействия с фирмой "Ниссан" — объединения, которое образует в настоящее время четвертую по всем показателям автомобилестроительную группу в мире. Более того, руководители альянса поставили перед собой цель — войти в тройку первых автомобильных групп мира по качеству, технологии и операционной прибыли.

Причем достижение данной цели вполне реально: альянс представляет собой партнерство, которое развивается на основе всестороннего сотрудничества во имя увеличения производительности обоих предприятий и сохранения при этом организации и культуры производства каждого из них.

Так, участники альянса договорились, что будут использовать общие платформы и составляющие их конструкций, обмениваться не только "ноу-хау", но и полезными практическими навыками, применять узлы и механизмы взаимодополняемости основных платформ.

Такое объединение произошло в 1999 г., когда "Ниссан" переживала серьезный кризис. Однако его удалось преодолеть. Прежде всего благодаря преданности и решимости работников фирмы, их пунктуальности, скорости и тщательности исполнения своих обязанностей. Но — и не без помощи "Рено". Для выхода "Ниссан" из кризиса был разработан план, рассчитанный на период с 2005 по 2007 гг., который содержал следующие позиции: достичь мировых продаж не менее 4,2 млн ед. к моменту завершения плана, удержать рентабельность на высшем уровне среди конструкций общего профиля и сохранить средний процент отдачи от инвестиций не ниже 20 %.

Альянс "Рено—Ниссан" ознаменовал собой первое промышленно-коммерческое сближение подобного рода между французской и японской фирмами, каждая из которых привнесла в новый союз свою корпоративную культуру, а также имя и репутацию своей торговой марки. Его финансовые характеристики: "Ниссан" в капитале "Рено" — до 15 %, а "Рено" в капитале "Ниссан" — 44,4 %.

В устав альянса заложены основы совместного развития и доверительного сотрудничества. Ориентируясь на уважительный подход к индивидуальности каждой марки и приводя в равновесие взаимодействие обоих партнеров, устав также закрепляет правила, относящиеся к непосредственному функционированию предприятий, и принципы конфиденциальности. В итоге обе фирмы следуют единой стратегии рентабельного развития и связаны одними интересами. Для выработки общей стратегической линии и обеспечения согласованности совместных усилий альянс в 2002 г. создал стратегический менеджмент, в котором "Рено и "Ниссан" принадлежит равное число долей. Совет директоров осуществляет управление краткосрочными и долгосрочными стратегическими планами альянса и координирует совместную деятельность на мировом уровне, а проекты фирм реализуются под эгидой исполнительных комитетов каждой из них, которые, в свою очередь, подотчетны административным советам и несут индивидуальную ответственность за повседневное управление.

О глубине сотрудничества фирм альянса свидетельствуют, в частности, такие факты: обоюдная практика адаптации и сбыта продукции партнера под собственной торговой маркой (дабл-бэджинг); взаимообмен деталями и узлами АТС; "перекрестное" производство грузопассажирских автомобилей; совместная разработка двигателей и коробок передач, в результате которой к 2010 г. намечено создать восемь общих линеек двигателей и семь линеек коробок передач.

Фирмы "Рено" и "Ниссан" не только соединили ресурсы в своей исследовательской работе в области передовых технологий, но и обмениваются опытом в области технологии производства, объединяют закупки, создали общую базу поставщиков и унифицировали логистические операции обеих компаний. Все это позволило альянсу сократить сроки поставок и снизить затраты.

Так, 70 % общего объема его закупок выполняет RNPO — совместное их предприятие, которое отвечает за снабжение. А система AVES оценки автомобилей с 2003 г. применяется на всех заводах обеих фирм. Кроме того, с 2002 г. функционирует фирма RNIS, обеспечивающая системную поддержку общих проектов, задача которой заключается в предоставлении рентабельных систем и оптимизации инфраструктур отделов IS/IT фирм.

Благодаря созданию альянса, фирмы приобрели многое.

Так, "Ниссан" может использовать данные лаборатории по изучению несчастных случаев, биомеханики и поведения человека, открытой в 1969 г. "Рено" — уникальный по своему объему банк данных по ДТП, четко "вписывающийся" в рамки международной программы "Безопасность для всех".

В целях повышения конкурентоспособности альянс организовал технические центры в Гиянкуре, Парди, Рюэй и Обевуа.

Так, технический центр в Гиянкуре занимается исследованием и разработкой технологических процессов и продукции "Рено". В нем сосредоточены основные силы в области дизайна, производства, продаж и ремонтных работ.

Этот центр, задуманный как средство профессиональной коммуникации, имеет матричную организацию проектов и подразделений, которая позволяет подготовку производства вести параллельно с проектированием автомобилей. В альян-

се он выполняет задачи наращивания темпов внедрения инновационных технологий, ускорения интернационализации группы, сокращения сроков разработки новых моделей.

Второй центр, тестовый, расположен в Обевуа, его задача — обеспечить соответствие продукции "Рено" и "Ниссан" требованиям клиентов во всем мире. Поэтому специалисты центра очень внимательно изучают особенности поведения автомобилей при любых условиях эксплуатации. Для чего автомобили испытываются несколько месяцев, в течение которых воспроизводятся условия многолетней эксплуатации.

Есть и еще два технических центра: в Ларди (испытывается механика автомобиля) и в Рюэй (разрабатываются механические узлы автомобиля).

Для имиджа "Автофрамоса" очень престижно, что "Рено" стоит во главе европейских автомобилестроителей широкого профиля и является высокопроизводительным, прибыльным предприятием с правомерными амбициями. Это пример того, как важно выбрать правильный корпоративный стратегический план, в основе которого заложены три приоритетных направления: высокие производительность и качество, эффективное международное развитие. Другими словами, стратегия рентабельного роста. Но следует иметь в виду, что их реализация, как доказал анализ деятельности фирмы, на 5 % обеспечивается выбранной стратегией, а на 95 % — четким ее исполнением. Причем на первом месте в последнем случае стоит производительность: она, с точки зрения "Рено", — обязательное условие, которое неразрывно связано с ростом производства, повышением качества и конкурентоспособными затратами.

Руководство фирмы "Автофрамос", безусловно, владело этой информацией в полном объеме. Но Россия — страна, которая не вписывается в стандарты стран с развитым автомобилестроением, где считается, что никто из производителей не может преуспевать, во-первых, без конкурентоспособной затратной базы, являющейся фундаментом рентабельного роста, и, во-вторых, потому, что крупнейшие автопроизводители четко усвоили постулат: чтобы выпускать продукцию непрерывно и в желаемом объеме, необходимо поддерживать на производстве особую дисциплину и умение быстро реагировать на возможные затруднения, т. е. работать слаженно, координируя свою деятельность.

Что касается качества, то оно также в центре внимания руководителей любых предприятий, не говоря уже о руководителях международных альянсов, которые считают, что качество должно быть стабильным и находиться постоянно в центре их внимания, так как от этого зависит успех новой модели автомобиля на рынке, репутация "марки" и деловая репутация предприятия.

АСМ-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ
предприятиями России, Белоруссии, Узбекистана и Украины
(по информации ОАО "АСМ-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2007 г.	Сентябрь 2006 г.	Прирост, %	Январь—сентябрь 2007 г.	Январь—сентябрь 2006 г.	Прирост, %
АВТОМОБИЛИ ГРУЗОВЫЕ						
ЗИЛ	697	537	+29,8	6 614	4 799	+37,8
ГАЗ, в том числе:	14 403	13 618	+5,8	115 177	104 127	+10,6
ГАЗ-3310 "Валдай"	475	472	+0,6	4 419	3 655	+20,9
КамАЗ	4 599	3 912	+17,6	38 599	30 173	+27,9
АЗ "Урал"	1 316	928	+41,8	10 848	6 787	+59,8
УАЗ, в том числе:	2 012	1 420	+41,7	16 364	13 656	+19,8
"Исудзу"	228	36	+533,3	1 440	96	+1400,0
УАЗ	1 784	1384	+28,9	14 924	13560	+10,1
"УАЗ-Спецавтомобили"	—	—	—	—	53	—
"Амур", в том числе:	142	58	+144,8	929	625	+48,6
ТАТА-407 (г/п 2,8 т)	—	1	—	75	214	35,0
"ИжАвто"	214	960	−77,8	6 687	10 203	−34,5
БАЗ	37	9	+311,1	210	57	+268,4
"Русич" (КЗКТ)	5	3	+66,6	11	26	42,3
* НеФАЗ	—	—	—	—	18	—
* САЗ	241	171	+40,9	1 596	1 186	+34,6
"Автотор"	120	—	—	1 201	366	+228,1
* "Бецема"	83	50	+66,0	654	408	+60,3
"ВТС Зеленоград" ("Вольво")	52	26	+100,0	356	295	+20,7
"ИВЕКО-УралАЗ"	29	31	−6,5	255	118	+116,1
"Вазинтерсервис" (ВИС)	225	376	−40,2	2 131	2 305	−7,5
ТагАЗ	1 199	372	+222,3	7 364	5 062	+5,5
Ростовский завод грузовых автомобилей (ТагЗГА)	43	—	—	55	—	—
"Яровит"	—	1	—	5	12	−58,3
* "Чайка-НН"						
* "Филиал Машзавод"	25	—	—	192	60	+220,0
* "Семар-Сервис"	51	—	—	105	—	—
* Смоленский автоагрегатный завод АМО "ЗИЛ"	40	—	—	321	—	—
* "Метровагонмаш"	93	87	+6,9	767	650	+18,0
* Завод коммунальных дорожных машин (Ульяновск)	—	9	—	8	9	−11,1
МАЗ	1 934	1 825	+6,0	17 192	15 666	+9,7
МЗКТ	40	23	+73,9	324	233	+39,1
БелАЗ	163	140	+16,4	1 367	1 256	+8,8
МоАЗ	7	15	−53,3	64	57	+12,3
СП "Юнисон" (Минская обл.), в том числе:	—	—	—	24	—	—
"Люблин-3324"	—	—	—	12	—	—
КрАЗ	301	100	+201,0	2 958	2 067	+43,1
ЗАЗ	240	53	+352,8	1 317	1 005	+31,0

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2007 г.	Сентябрь 2006 г.	Прирост, %	Январь—сентябрь 2007 г.	Январь—сентябрь 2006 г.	Прирост, %
АВТОМОБИЛИ ЛЕГКОВЫЕ						
ГАЗ	3 865	4 618	−16,3	30 847	38 567	−20,0
ЗМА	805	190	+323,7	16 941	6 964	+1243,3
ВАЗ, в том числе:	60 031	68 798	−12,3	538 366	569 327	−5,4
ВАЗ-21703 "Приора"	9 030	—	—	42 863	—	—
ВАЗ-1118, -1119 "Калина"	3 107	5 953	−47,8	38 297	51 625	−5,8
ПСА "Бронто"	9	14	−35,7	66	98	−32,7
УАЗ, в том числе:	2 895	2 704	+7,1	23 232	23 147	+0,4
УАЗ-3163	545	801	−32,0	9 058	7 140	+26,9
"УАЗ-Спецавтомобили"	—	—	—	—	126	—
"Амур"	820	—	—	1 892	—	—
СеАЗ	238	163	+46,0	3 022	8 116	−62,8
"ИжАвто"	4 634	5 326	−13,0	55 962	38 614	+44,9
"Автотор"	9 091	5 576	+63,0	72 276	24 167	+199,1
"GM-АвтоВАЗ", в том числе:	4 869	4 503	+8,1	39 523	34 750	+13,7
"Шевроле Нива"	4 806	4 497	+6,9	38 845	34 027	+14,2
ТагАЗ	7 800	3 571	+118,4	46 209	30 905	+49,5
АК "Дервейс"	111	95	+16,8	609	621	−1,9
"Автофрамос"	6 244	4 916	+27,0	48 887	34 325	+42,4
"Самотлор-НН"	2	—	—	7	—	—
"Форд"	6 754	6 868	−1,7	53 675	41 326	+29,9
"Дженерал Моторз Авто"	660	—	—	3 709	—	—
Уральская автомобильная компания ("Златоустовский МЗ")	—	9	—	40	34	+17,6
СП "Юнисон" (Минская обл.)	32	—	—	207	16	+1193,8
"УзДЭУавто"	15 426	13 004	+18,6	128 144	101 010	+26,9
ЗАЗ, в том числе:	24 964	17 038	+46,5	192 395	131 187	+46,7
ЗАЗ	1 331	1 817	−26,7	15 693	21 992	−28,6
Корпорация "Богдан" (АЗ "Богдан", Луцк)	4 802	2 759	+74,0	36 499	31 914	+14,4
ЗИЛ	5	11	−54,5	18	29	−37,9
ГАЗ	3 321	5 271	−37,0	26 833	32 257	−16,8
АЗ "Урал"	84	52	+61,5	731	340	+115,0
УАЗ	1 587	1 319	+20,3	12 956	10 383	+24,8
"УАЗ-Спецавтомобили"	—	—	—	—	53	—
ПАЗ	1 345	1 135	+18,5	10 539	10 908	−3,4
ЛиАЗ	229	180	+27,2	2 073	2 229	−7,0
ГолАЗ	39	41	−4,9	367	276	+33,0
КАвЗ, в том числе:	348	313	+11,2	2 924	2 297	+27,3
* КАвЗ-3976 и модификации	241	261	−7,7	1 990	1 709	+16,4
ВАП "Волжанин"	39	13	+2	225	244	−7,8
НефАЗ, в том числе:	113	107	+5,6	915	1 027	−10,9
* вахтовые автобусы	3	11	−72,7	61	57	+7,0
"Тушино-Авто"	31	15	+106,7	73	52	+40,4
"Мичуринский автобус"	12	6	+100,0	87	66	+31,8
"Скания-Питер"	11	32	−65,6	94	182	−48,4
* "Самотлор-НН"	132	—	—	1 582	—	—
* "НПП Семар"	20	42	−52,4	322	359	−10,3
* "Вика ЛТД" (КАвЗ-32441)	—	6	—	2	48	−95,8
"Родниковский МЗ"	4	—	—	13	3	+333,3
СП РУП	—	—	—	—	4	—
"ЕвоБус Руссланд"	4	14	−71,4	197	58	+339,7
"Комбинат автомобильных фургонов" (КАФ)	—	20	—	—	148	—
"Ростовский завод грузовых автомобилей" (ТагЗГА)	818	—	—	1 886	—	—
МАЗ	130	140	−7,1	1 294	1 282	+0,9
"ОЗ "Неман" (г. Лида)	19	8	+137,5	108	111	−2,7
Корпорация "Богдан" (Черкасский автобусный завод)	294	243	+21,0	2 283	1 849	+23,5
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
ЛиАЗ	—	—	—	1	—	—
"ТролЗА"	41	39	+5,1	197	247	−20,2
"Транс-Альфа" (ВМЗ)	11	8	+37,5	90	52	+73,1
ВЗТМ	1	—	—	5	26	−80,8
"Тушино-Авто"	8	—	—	60	—	—
БТЗ	4	4	+0,0	39	35	+11,4
МАЗ	20	—	—	51	1	+5000,0
"Белкоммунмаш"	12	16	−25,0	144	91	+58,2
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ЛиАЗ (троллейбусные)	6	16	−62,5	64	97	−34,0
НефАЗ (автобусные)	—	1	—	—	101	—
ПАЗ	—	1	—	—	6	—
КрАЗ	—	—	—	11	—	—

Примечание: * — на шасси других отечественных изготовителей.

УДК 621.43.052

Влияние параметров наддува на экологические показатели дизеля

Канд. техн. наук В.А. ЖУКОВ, М.С. КУРИН

Рыбинская ГАТА имени П.А. Соловьева

Совершенствование систем газотурбинного наддува — одно из важнейших направлений развития конструкции ДВС. Причем если первоначально наддув рассматривался только как средство повышения агрегатной мощности двигателей, то сейчас, когда идет непрерывное ужесточение требований к экологическим показателям автомобильных ДВС, он стал и средством снижения количества вредных составляющих в отработавших газах. В частности, для дизелей − в первую очередь оксидов азота и сажи. Но средство это с точки зрения экологических показателей дизелей изучено еще, к сожалению, явно недостаточно.

Так, в литературе мало публикаций о том, какими должны быть параметры наддувочного воздуха, чтобы дизель, с одной стороны, соответствовал современным требованиям по токсичности и дымности отработавших газов — нормам "Евро", а с другой, не снижал своих мощностных и экономических показателей.

Авторы статьи попытались заполнить этот информационный "пробел", для чего с помощью программного комплекса "Дизель—РК", разработанного в МГТУ имени Н.Э. Баумана, провели численный эксперимент на математической модели рабочего цикла автомобильного дизеля ЯМЗ-8481, который широко применяется на автомобильном транспорте, имеет наиболее современную конструкцию и по большинству эксплуатационных показателей превосходит другие отечественные автомобильные дизели.

ЯМЗ-8481 — форсированный по наддуву, с объемным смесеобразованием и неразделенными камерами сгорания. У него, как у всех дизелей такого типа, токсичность отработавших газов в существенной мере зависит от коэффициента избытка воздуха, который, в свою очередь, определяется цикловой подачей топлива и сочетанием температуры и давления наддувочного воздуха. Поэтому целью исследований и стало выявление связи между температурой, давлением наддувочного воздуха, токсичностью отработавших газов и топливной экономичностью дизеля.

Результаты исследований свидетельствуют, что охлаждение наддувочного воздуха значительно снижает выбросы оксидов азота.

Так, при номинальной (100%-й) цикловой подаче топлива и неизменном давлении наддува охлаждение наддувочного воздуха на каждые 10 К в среднем снижает эти выбросы на 4,8—5,5 % (рис. 1). На режимах же частичных нагрузок (50%-я цикловая подача) эмиссия оксидов азота уменьшается на 2,7—3 %. Причина очевидна: при снижении температуры наддувочного воздуха повышаются плотность воздушного заряда и коэффициент избытка воздуха, а максимальная температура цикла, наоборот, уменьшается. Увеличение же давления наддува при неизменных номинальной цикловой подаче топлива и температуре наддувочного воздуха вызывает рост выбросов оксидов азота, в том числе при номинальной подаче — на 2,6—3,0 %, а при 50 %-й подаче — на 1 % на каждую 0,01 МПа повышения давления наддува (рис. 2). Что также обусловлено прежде всего ростом максимальных температур рабочего тела при протекании цикла.

Таким образом, исследования показали: выбросы оксидов азота рассматриваемого дизеля, действительно, зависят от параметров наддува. Однако количественно

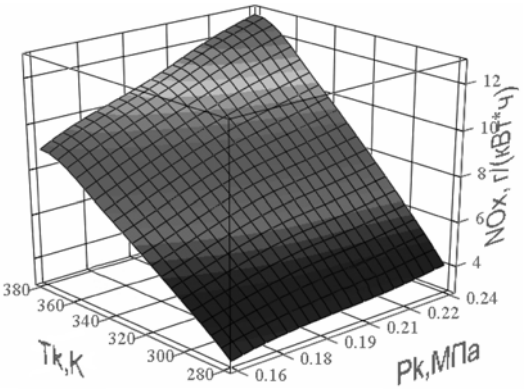


Рис. 1. Влияние параметров наддува на выбросы оксидов азота при номинальных цикловой подаче и частоте вращения коленчатого вала

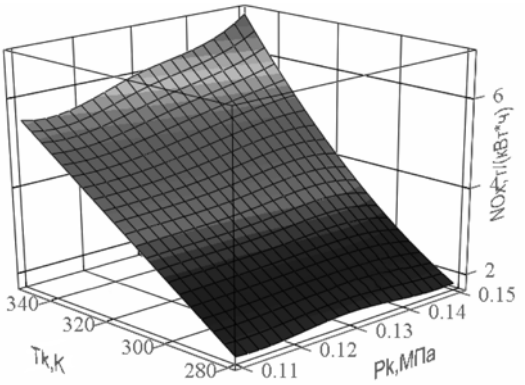


Рис. 2. Влияние параметров наддува на выбросы оксидов азота при 50%-й цикловой подаче и номинальной частоте вращения коленчатого вала

увеличение выбросов с ростом давления наддува сильнее выражено на нагрузках, близких к номинальной, чем на частичных, поскольку уменьшение цикловой подачи топлива на частичных нагрузках ведет к снижению максимальных и средних температур цикла.

Дымность отработавших газов определяется концентрацией несгоревшего углерода (сажи), который образуется в результате двух процессов: при пиролизе топлива при температуре выше 1500 К (1230 °С) и недостатке кислорода (в дизелях этот процесс протекает в зонах с богатой смесью, которые примыкают к фронту пламени и имеют высокую температуру), и при диссоциации диоксида углерода с образованием его монооксида и чистого углерода. Причем чем выше температура, тем интенсивнее процесс диссоциации.

Диоксид углерода сам по себе не токсичен. Но он негативно влияет на климат ("парниковый эффект", "озоновые дыры"), в связи с чем предпринимаются шаги по регламентированию его выбросов в атмосферу (Киотское соглашение). Для дизелей таким (и пока единственным) шагом считается снижение расхода топлива. И не без оснований: доля диоксида углерода в общей массе отработавших газов достигает 10—15 %. Именно поэтому оптимизацию параметров наддува дизеля ЯМЗ-8481 проводили прежде всего с целью повышения его топливной экономичности.

Снижение глубины охлаждения, т. е. повышение температуры наддувочного воздуха, дает рост максимальной температуры цикла. В результате происходит интенсификация процесса диссоциации диоксида углерода с образованием угарного газа и сажи. Но одновременно улучшается испарение топлива, приводящее к снижению образования сажи. Однако численное моделирование показало, что у исследуемого дизеля преобладает все-таки диссоциация диоксида углерода, из-за чего с увеличением температуры наддувочного воздуха дымность отработавших газов тоже становится больше. Этому способствует и существенное снижение коэффициента избытка воздуха, который приближается к значению 1,3, соответствующему пределу дымления. При неизменном давлении наддува с ростом температуры наддувочного воздуха на каждые 10 К дымность отработавших газов увеличивается в среднем на 3,8—5 %. Установлено также, что на каждую 0,01 МПа роста давления наддува дымность отработавших газов снижается в среднем на 5,5—5,8 % (рис. 3). Это связано главным образом с улучшением условий смесеобразования и уменьшением числа локальных зон в камере сгорания, где коэффициент избытка воздуха меньше единицы.

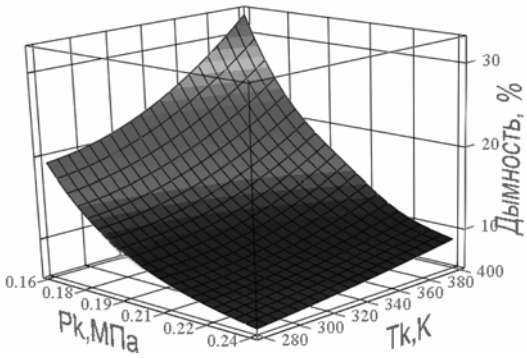


Рис. 3. Влияние параметров наддува на дымность отработавших газов при номинальных цикловой подаче и частоте вращения коленчатого вала

Таким образом, чтобы обеспечить экологические нормативы, необходимо наряду с совершенствованием процессов топливоподачи оптимизировать параметры наддува — давление и температуру наддувочного воздуха. Но здесь следует учитывать, что эти параметры существенно влияют на экономичность дизеля, теплонапряженное состояние деталей ЦПГ, следовательно, и на его надежность.

Корректность выводов, полученных в результате численного эксперимента, подтверждена моторными испытаниями дизеля, выполненными авторами в ОАО "Тутаевский моторный завод". Испытания проводились путем снятия по стандартным методикам скоростных и нагрузочных характеристик двигателя при различных температуре и давлении наддувочного воздуха. В качестве критериев адекватности математической модели использовали коэффициенты множественной корреляции R, детерминации R^2, вариации $SE_{отн}$, значения которых свидетельствовали о хорошей сходимости расчетных и экспериментальных данных.

УДК 621.891

Для снижения колебаний цилиндров двигателей с воздушным охлаждением

Д-р техн. наук А.П. УХАНОВ, В.А. СИМДЯНКИН

Пензенская ГСХА

Двигатели воздушного охлаждения обладают, как известно, меньшей, чем двигатели с жидкостным охлаждением, металлоемкостью и чувствительностью к колебаниям температуры. Поэтому их доля в общем выпуске ДВС довольно значительная. Например, в России производством таких двигателей занимается Владимирский тракторный завод. В его программе — четырехтактные дизели. В том числе безнаддувный Д-130 и турбонаддувный Д-130Т; Д-144, предназначенный для тракторов Т-40, ЛТЗ-55 и Т28Х4М; турбонаддувный Д-145Т; Д-120 широкого назначения (тракторы Т25Ф и ХТЗ-2511, самоходные шасси Т-16МГ, малогабаритные погрузчики ПУМ-500, ПУМ-500М, ДП-1604, компрессорные станции ПКСД-1,75, сварочные агрегаты типа АДД, электростанции АД-8-Т400-1ВП, ЭД-8-Т400-1ВП). Челябинский тракторный завод выпускает дизель В-2Ч 8,2/7,8 с воздушным охлаждением для малогабаритных тракторов; ГАЗ еще недавно выпускал неплохо доведенную конструкцию автомобильного дизеля ГАЗ-544.

За рубежом наиболее известными производителями двигателей с воздушным охлаждением считаются фирмы

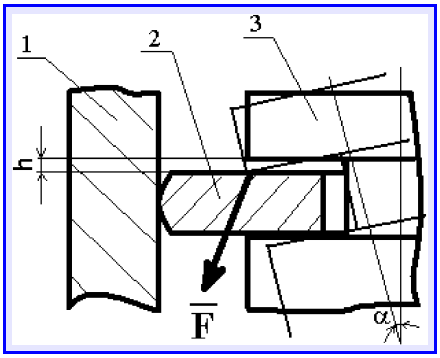


Рис. 1. Схема возникновения динамических нагрузок при перекладке поршня в зоне ВМТ:
1 — цилиндр; *2* — кольцо; *3* — поршень

"Катерпиллер" (двигатели серии С-10 рабочим объемом 10,3 л, мощностью 317 кВт, или 430 л. с., номинальной частотой вращения коленчатого вала 2100 мин$^{-1}$ и крутящим моментом 1789 Н · м, или 182 кгс · гм, сертифицированные в классе "Евро-2"), двигателями малой и средней мощности занимаются несколько фирм — Ломбардини, Раджерини, Янмар, Робин и др. Однако у двигателей данного типа есть и ряд недостатков. Это неравномерность охлаждения цилиндров (чем дальше цилиндр от вентилятора принудительного охлаждения, тем хуже он охлаждается, поскольку находится в тени впереди расположенных цилиндров); бóльшая, чем у дизелей с жидкостным охлаждением, тепловая напряженность отдельных деталей и более низкая мощность при одинаковых частотах вращения коленчатого вала и других параметрах вследствие ухудшения наполнения цилиндра; значительный расход мощности на привод вентилятора; повышенная шумность работы. Причем в последнее время все больше внимания уделяется именно высокому уровню вибраций. Потому что они вносят значительный вклад в общую патогенную нагрузку на организм человека — и на водителя, и на тех, кто работает в непосредственной близости от машины, оснащенной двигателем с воздушным охлаждением. Об этом внимании свидетельствует тот факт, что участники конференций различного уровня, посвященных развитию поршневых ДВС, единодушно считают: уменьшение уровня акустического излучения и вибраций — одна из наиболее приоритетных задач развития двигателестроения.

Теперь о некоторых конкретных сторонах данной проблемы.

Хорошо известно, что динамические нагрузки, вызывающие вибрации цилиндров ДВС, формируются главным образом при перекладке поршня в ВМТ и НМТ. Причина — его поворот относительно оси поршневого пальца на определенный угол α (рис. 1), в ходе которого зазор *h* между поршнем и поршневым кольцом выбирается в течение короткого, измеряемого миллисекундами промежутка времени. В результате появляется ударный импульс силы $\bar{F}$, который с поршня через сравнительно малую площадь пояска рабочей поверхности поршневого кольца передается на гильзу. Эта динамическая нагрузка действует периодически и раскачивает цилиндр (или гильзу), вызывая вибрации (рис. 2) и повышенный износ рабочей поверхности, а у двигателя с жидкостным охлаждением — кавитационный износ наружной поверхности гильзы. Причем физика повышенного износа довольно проста: вызываемые при перекладке поршня колебания уменьшают расстояние между микронеровностями сопряженных поверхностей "цилиндр—поршневые кольца". (Аналогом такого явления может служить принудительное кратковременное снижение толщины масляного слоя между трущимися поверхностями и переход пары трения в режим граничного, а возможно, и полусухого трения, которое иллюстрирует рис. 3.)

Проблема низкой вибростойкости для двигателей воздушного охлаждения усугубляется тем, что их цилиндры фактически представляют собой консоли, радиальные перемещения которых ничем не ограничиваются. Поэтому вибрации ослабляют крепежные соединения (особенно если крепежные детали используются вторично и имеют "прослабленную" резьбу). Что, в свою очередь, ведет к лавинообразному увеличению их амплитуд. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для надежности резьбовых соединений.

Положение, как видим, сложное. Однако небезвыходное. В распоряжении специалистов есть возможности опосредственного воздействия на вибростойкость, например, путем "согласования" фаз и амплитуд колебаний соседних цилиндров или принудительного "заневоливания" соседних цилиндров относительно друг друга с целью повышения общей жесткости конструкции.

Вариантов того и другого, в принципе, может быть много. В частности, известны работы, посвященные проблеме компенсации вибраций гильз (или цилиндров) за счет поглощения и (или) рассеяния акустических колебаний, которые возникают в процессе работы ДВС. Но все предлагаемые решения, к сожалению, отличаются сложностью практического исполнения. В связи с чем авторы статьи поставили перед собой задачу найти более простые решения, в том числе доступные для специалистов АТП. И это удалось (рис. 4).

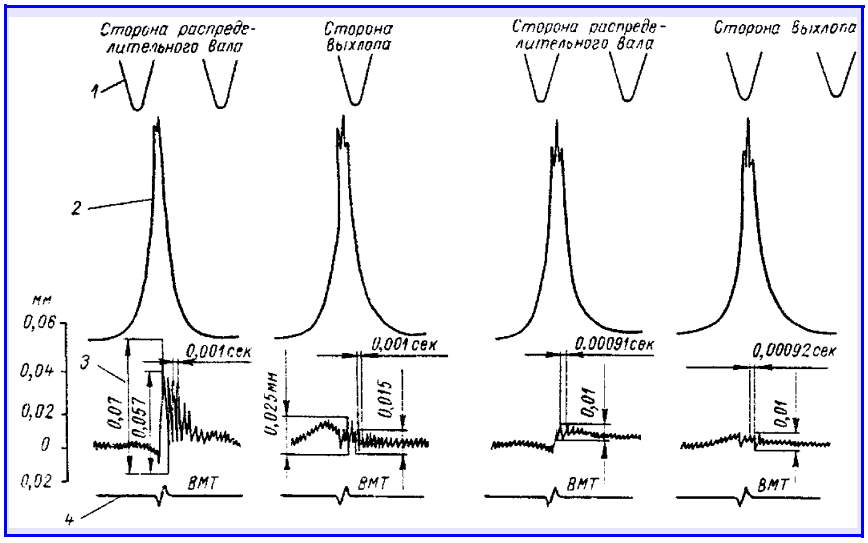


Рис. 2. Осциллограмма вибрации гильзы цилиндров дизеля 4Ч10,5/13:
1 — отметка времени; *2* — давление в цилиндре; *3* — вибрации; *4* — отметка ВМТ

Как видно из рисунка, частичная компенсация вибраций цилиндров двигателя воздушного охлаждения достигается за счет того, что соседние цилиндры, имеющие торцы *5*, в зоне ВМТ соединены расположенными вдоль продольной оси *7* блока прочными металлическими пластинами *6* с высоким коэффициентом теплопередачи, что обеспечивает хороший отвод теплоты от цилиндров в окружающую среду. При этом для повышения жесткости соединения толщина пластин соответствует расстоянию между внутренними поверхностями соседних ребер, ширина — длине ребра со стороны, обращенной к ребру соседнего цилиндра, длина — расстоянию между соседними цилиндрами за вычетом величины выступа ребер над наружной поверхностью *А* цилиндра. В межреберном пространстве соседних цилиндров пластины жестко скрепляются с основным металлом цилиндров методами пайки, склейки или сварки.

Но в общем случае геометрические размеры и материал пластин выбираются таким образом, чтобы обеспечить максимальную жесткость конструкции в плоскости перекладки поршня и улучшить отвод теплоты от цилиндров для снижения общей теплонапряженности двигателя. Число пластин, устанавливаемых на двигатель, на единицу меньше числа цилиндров в блоке.

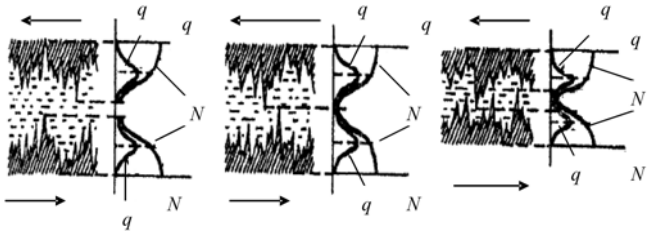


Рис. 3. Схема взаимодействия микровыступов поверхностей трения при снижении средней толщины масляного слоя (стрелками показано направление движения трущихся поверхностей):
q — плотность вероятностей; *N* — число контактирующих выступов

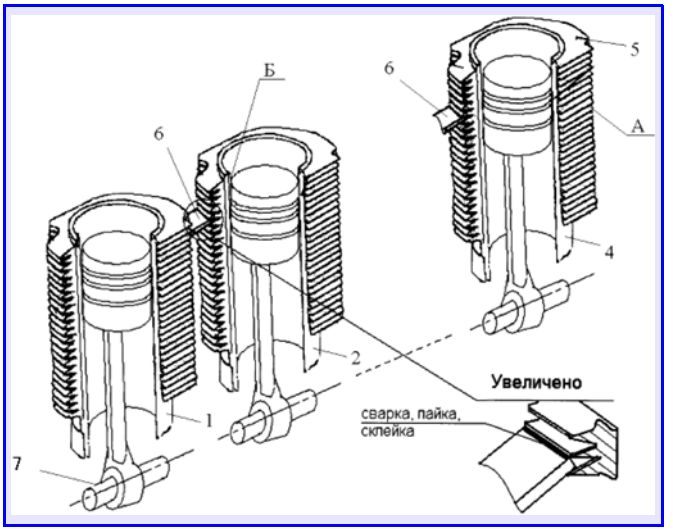


Рис. 4. Конструкция блока двигателя с воздушным охлаждением, имеющая жесткие связи между соседними цилиндрами:
А — наружная оребренная поверхность цилиндра, *Б* — внутренняя рабочая поверхность цилиндра; *1*, *2* и *4* — номера цилиндров; *5* — торец цилиндра; *6* — металлическая пластина (местная перемычка); *7* — продольная ось блока цилиндров

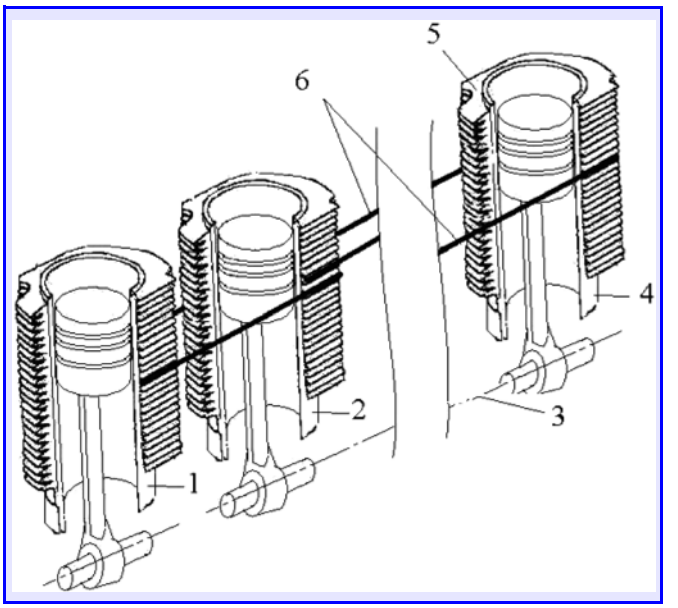


Рис. 5. Альтернативная конструкция блока двигателя с воздушным охлаждением:
1, *2* и *4* — номера цилиндров; *3* — ось блока цилиндров; *5* — торец цилиндра; *6* — жесткая связь

Влияние металлических пластин проявляется при работе двигателя в момент перекладки поршня в зоне ВМТ. Так как основной зоной формирования возмущающей силы $\bar{F}$ (динамической нагрузки) в момент перекладки поршня является именно эта зона, то установка "жестких" пластин между соседними цилиндрами ограничивает их смещение относительно вертикальной оси и друг друга, что повышает вибростойкость как отдельных цилиндров, так и блока в целом.

Практически аналогичные результаты можно получать и с помощью технического решения, показанного на рис. 5. При его реализации соседние цилиндры *1* и *2*, имеющие торцы *5*, с натягом соединены в определенной последовательности высокопрочной проволокой *6* диаметром, не превышающим размер между соседними ребрами цилиндра, а плоскость расположения проволоки параллельна продольной оси *3* блока. После натяжения проволоки в межцилиндровом пространстве соседних цилиндров осуществляется ее пайка или сварка в местах контакта с оребренной поверхностью цилиндров.

Попарное соединение соседних цилиндров в последовательности от внутренних цилиндров к наружным также ограничивает их смещение относительно вертикальной оси и друг друга, повышая вибростойкость и отдельных цилиндров, и всего блока.

Предлагаемые решения, как видим, действительно можно реализовать непосредственно в автохозяйствах, т. е. без обращения в специализированные мастерские или заводы, что существенно снижает стоимость модернизации ДВС.

В "АП" № 7, 2007 изложена концепция общей пространственной модели автомобиля как основы динамической теории его движения. При этом в качестве фундаментального признака автор выделил понятие "автономное колесо", которое, как один из двух (наряду с двигателем) первичных входов, определяет энергетические и силовые взаимодействия системы. Автономное колесо замыкает на себя с одной стороны динамический (упруго-демпфирующий) момент $T_{уд}$ "своей" ветви привода (для движителя это очевидно), а с другой — "свою" опорную реакцию R_z, формируемую динамическими связями подвески. В итоге, базовым фрагментом динамической теории автомобиля он предлагает пространственную сложно-структурированную модель совместных колебаний двигательно-трансмиссионной установки (ДТУ) и подвески, описывающую тяговую динамику и плавность хода.

УДК 629.11.012.814

Теория автомобиля: от статики к динамике. Динамическая модель связанных колебаний ДТУ и подвески

Канд. техн. наук Е.И. БЛИНОВ

МГУПИ

Среди различных классов динамических моделей ДТУ (класс "жестких" моделей в расчет не берется) наиболее адекватна сложно-структурированная пространственная динамическая многозвенная модель в собственных координатах, не использующая как методологический прием их приведение, а среди подвесок — пространственная модель с нестационарным полюсом поворота (для простоты изложения здесь примем, что угловые колебания масс подвески происходят вокруг их центров).

С учетом этого рассмотрим рис. 1 и 2, где представлены динамические расчетные схемы ДТУ и подвески в общем виде. Горизонтальный пунктир в схеме ДТУ означает, что на каждом валу может быть расположено произвольное количество масс с их упруго-демпфирующими связями (УДС), а вертикальный — показывает, что между валами может быть расположено любое число ступеней, в том числе содержащих дифференциальные связи. Массивы динамических элементов, за исключением момента инерции ($J_а$) массы автомобиля, при ЭВМ-реализации имеют двойную индексацию, однако для моментов инерции краевых масс двигателя ($J_д$), ведущих ($J_{вщ}$) и ведомых ($J_{вм}$) частей фрикционного сцепления и массы автомобиля, на которые действуют внешние силы, в публикациях удобнее применять обозначения с буквенной индексацией, указанной в скобках. При этом первый индекс при динамических элементах — номер вала ($k \geqslant 3$), второй — порядковый номер элемента на данном валу ($n \geqslant 2$), причем $j = 1, ..., k$, $i = 1, ..., n$ (величина n для разных валов разная). Последнему по ходу потока мощности участку с n-м порядковым номером каждого вала (на рис. 1 не показан) должны быть присвоены динамические параметры зацепления. В целях общности полагается, что каждый вал заканчивается передачей, а если ее нет, как, например, у валов ведущих частей фрикционного сцепления и ведущего колеса, то u равно единице. (Для таких валов число участков, определяющих количество коэффициентов жесткостей и демпфирования, на единицу меньше числа масс.)

Схема ДТУ, как видно из рис. 1, содержит треугольные замкнутые фрагменты ДМ$_i$, имитирующие дифференциальные механизмы (ДМ), которые, собственно, и придают схеме пространственность (разветвленность).

Динамическими связями масс сателлитов пренебрегаем, а сами массы присоединяются в соответствующей пропорции к соседним. Тогда, например, для ДМ$_1$ момент инерции $J_{j,1}$ — момент инерции массы водила, а $J_{j,2}$ и $J_{m+2,1}$ — моменты инерции масс солнечного и эпициклического колес, причем для несимметричного ДМ последние массы могут меняться смысловым значением, а для симметричного ДМ это неважно.

Дифференциальные механизмы образуют свой ряд, порядковые номера в котором не совпадают ни с каким другим, причем $i = 1, ..., N, ..., L$, где L — общее число ДМ.

В совокупности это допускает "свободную" конфигурацию ДТУ, имея в виду число масс и УДС, ступеней трансмиссии, позицию фрикционного сцепления и коробки передач и т. д. Но главное — допускает реализацию в рамках одного алгоритма любой (4×2, 4×4 и т. д.) колесной формулы.

Схема подвески также существует в общем виде, поскольку оперирует i-м мостом; $i = 1, ..., n$, где n — число осей. Обе системы связаны через "автономное колесо", а также через реактивный момент (на рисунках не показан), передающийся от ДТУ на направляющий аппарат подвески.

Теперь представим математическое описание расчетной схемы ДТУ и подвески.

Вращающиеся массы ДТУ в то же время движутся поступательно совместно с массой $m_а$ автомобиля. Последнюю можно преобразовать в маховую массу с моментом инерции $J_а = m_а r^2$, где $r = \left(\sum^{k} r_i\right)/k$ — обобщенный радиус ведущего колеса при k-м числе ветвей привода, которое в целях упрощения изложения примем равным числу валов. За независимые координаты масс ДТУ выберем собственные значения их угловых перемещений $\alpha_{j,i}$, где i — порядковый номер массы на j-м валу. Примем, что индексы независимых координат и моментов $T_{уд}$ УДС совпадают с индексами масс и коэффициентов C крутильных жесткостей соответственно. Считая, что все массы подвески как в продольной, так и поперечной плоскостях движутся плоскопараллельно, то независимыми координатами системы подвески в продольной плоскости являются угловое (γ) и вертикальное (Z) перемещения корпуса автомобиля; в поперечной — угловые перемещения корпуса ($\alpha_к$) и мостов ($\alpha_{мi}$); вертикальное перемещение центра масс мостов обозначается символом ξ_i, а координата $q_{iл,п}$ описывает неровность дороги. Тогда движение всех масс системы при условии $\dot{\alpha}_{вщ} \neq \dot{\alpha}_{вм}$ буксования фрикционного сцепления в обозначениях рис. 1 и 2 в тяговом режиме описываются следующими дифференциальными уравнениями (табл. 1).

Первые четыре из этих уравнений справедливы для краевых масс; уравнение № 5 описывает движение всех промежуточных масс ДТУ, кроме движения масс колес зацеплений и масс ДМ; № 6 — движение масс колес зацеплений; № 7, 8 и 9 — принадлежат моментам инерции масс ДМ и записаны применительно к ДМ$_1$; № 10—14 — справедливы в отношении независимых координат системы подрессоривания. (Следует иметь в виду, что на самом деле число уравнений существенно больше 14 и равно числу независимых координат.)

Раскроем силовые факторы, входящие в данные дифференциальные уравнения.

Эти факторы, очевидно, можно разделить на внешние и внутренние. В частности, для системы ДТУ роль внешних факторов играет, во-первых, крутящий момент $T_д$ двигателя, который учитывает переходные процессы его работы — переход рабочей точки с ветви холостого хода на скоростную

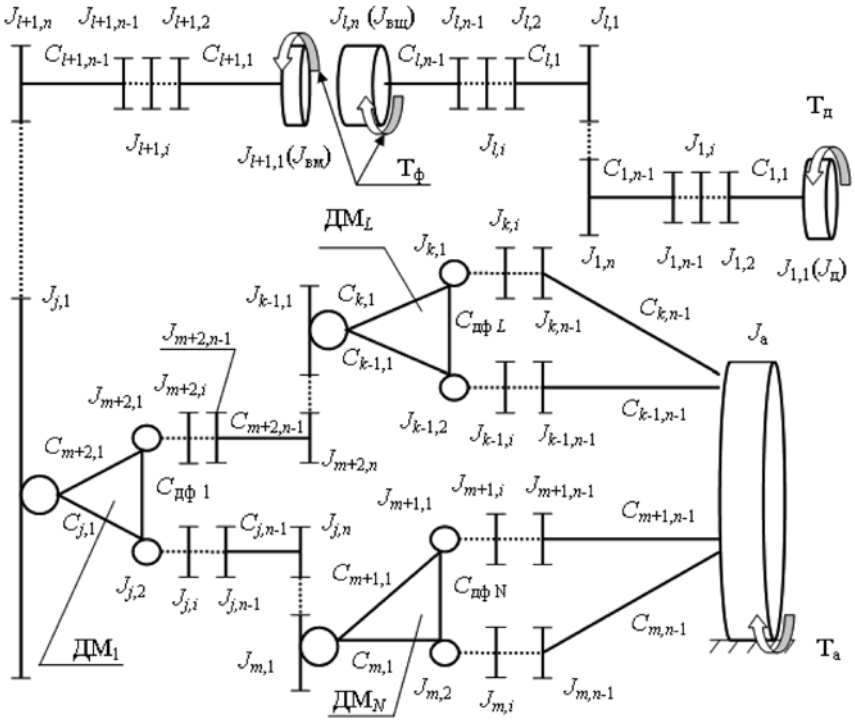


Рис. 1. Динамическая расчетная схема ДТУ (коэффициенты $K_{j,i}$ демпфирования, имеющие тот же индекс, что и коэффициенты $C_{j,i}$ крутильной жесткости участков ДТУ, не показаны)

характеристику при разгоне и обратно при переключении передач. $T_д = f(\dot{\alpha}_д, h, H)$, т. е. функция аргументов угловой скорости $\dot{\alpha}_д$ коленчатого вала, темпа h движения и положения H органа подачи топлива.

Второй силовой фактор — момент трения $T_ф$ фрикционного сцепления. Он принимается линейным и ограничивается статическим моментом $T_{ф\,max}$: $T_ф = f(\tau, h, T_{ф\,max})$, где τ — время, h — темп включения сцепления.

Третий фактор — момент сопротивления движению. Его дает формула № 15.

К внутренним силовым факторам относятся моменты $T_{уд\,j,i}$ упругодемпфирующих сил. Для участка, массы которого находятся на одном и том же j-м валу, они вычисляются по формуле № 16. Но при составлении уравнения № 6 необходимо учесть, что движущий момент определяется с учетом передаточного числа u пары, т. е. по формуле № 17. При этом величины динамических параметров и зазоры должны быть заданы на j-м валу.

Внутренние силовые факторы, действующие в ДМ$_1$, — те же. За исключением моментов $T_{j,1}$, $T_{m+2,1}$ и $T_{дф1}$, которые учитывают дифференциальные динамические связи ДМ и формируются с учетом известных кинематических уравнений связи масс планетарного ряда $\dot{\alpha}_с - p\dot{\alpha}_k = (1-p)\dot{\alpha}_h$, $\dot{\alpha}_с - p\dot{\alpha}_k = (1-p)\dot{\alpha}_h$, где p — кинематический параметр; индексы "с", "k", "h" означают принадлежность параметра к солнечному колесу, эпициклу и водилу. Это формулы № 18 (индекс "уд" при динамических моментах опущен).

Трансмиссии многих классов колесных машин предполагают блокировку ДМ. В этом случае достаточно в первых двух уравнениях № 18 принять $p = 0$. Тогда последнее уравнение № 18 преобразуется к виду $T_{дф1} = 0$, и дифференциализм полностью исчезает.

К внешним силовым факторам, кроме веса корпуса ($G_к$) и мостов ($g_{м\,i}$), относятся обобщенные моменты $T_{к\,y}$, $T_{к\,x}$, $T_{м\,xi}$ всех внешних сил (инерции и сопротивления воздуха, сил $G_к$ и $g_{м\,i}$ при колебаниях вокруг полюса поворота, случайные силы и т. д.), включающие реактивные связи (индексы "y" и "x" означают ось, вокруг или вдоль которой действует или определяется данный параметр).

Внутренние упругодемпфирующие силы подвески $P_{i\,л,п}$ и шин $F_{i\,л,п}$ формируются перемещениями и скоростями соответствующих точек A и B корпуса и мостов и координатой q (соответственно формулы № 19).

Опорные реакции, формирующие параметры работы автономного колеса и являющиеся в связи с этим основными искомыми величинами модели подвески, равны $R_{zi\,л,п} = F_{i\,л,п}$.

Если подставить формулы № 19 в формулы № 10—14, то можно получить раскрытые дифференциальные уравнения подвески. Их анализ выходит за рамки публикации, тем не менее подчеркнем главный его вывод: колебания масс подвески взаимосвязаны во всех плоскостях, и чисто механическим способом (путем подбора величин b_{xi}, $b_{yi\,л,п}$, $K_{пi\,л,п}$, $C_{пi\,л,п}$) эти связи ни при каких обстоятельствах не могут быть разорваны вследствие неравенства на ходах сжатия и отбоя величин $K_{пi\,л,п}$ и $C_{пi\,л,п}$ (последнее при наличии прогрессивной упругой характеристики подвески).

Сказанное предполагает критическое переосмысление известных положений теории подвески, имея в виду возможность изолированного рассмотрения некоторых видов колебаний и соответственно иных подходов к ее проектированию, основанных на других способах устранения связи колебаний масс подвески (в частности, с применением бортовой информационно-управляющей системы с обратной связью и подвески с регулируемыми параметрами $K_{пi\,л,п}$ и $C_{пi\,л,п}$).

Рис. 2 и формулы № 13—14 справедливы для мостовой схемы, но если принять, что при независимой подвеске колес неподрессоренные массы $m_{i\,л,п}$ (точки $B_{i\,л,п}$) имеют только вертикальные независимые координаты $\xi_{Bi\,л,п}$, то вместо этих формул можно записать формулу № 20.

ДТУ и подвеска при разгоне претерпевают сложнейшие структурные преобразования (чем, кстати, автомобиль сущес-

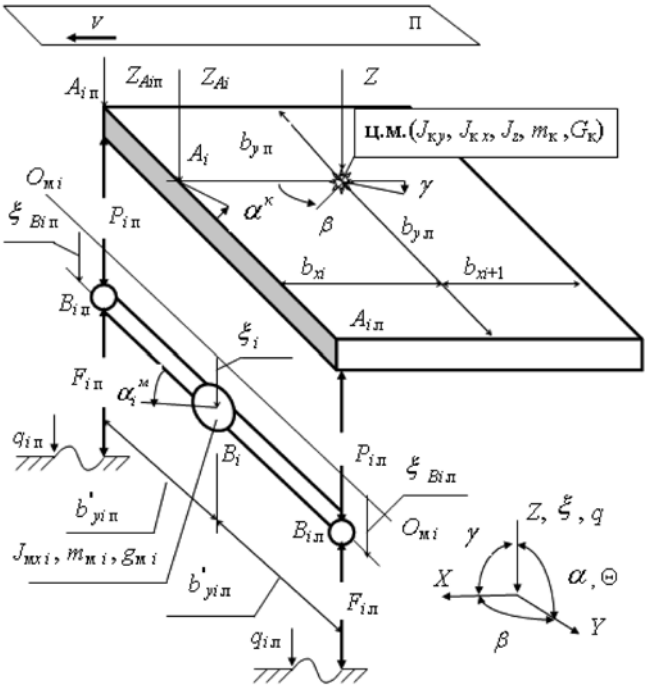


Рис. 2. Расчетная схема подвески (упруго-демпфирующие связи отброшены; расстояния Z откладываются от плоскости П; индексы "л", "п" означают принадлежность к левому, правому бортам; индексы "к", "м" — принадлежность к корпусу или мосту)

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечание
1	$J_{д}\ddot{\alpha}_{д} = T_{д} - T_{уд1,1}$	$T_{д}$ — крутящий момент двигателя; $T_{уд1,1}$ — динамический момент рабочего участка коленчатого вала
2	$J_{вщ}\ddot{\alpha}_{вщ} = T_{уд1,\,n-1} - T_{ф}\mathrm{sgn}(\dot{\alpha}_{вщ} - \dot{\alpha}_{вм})$	$T_{уд1,\,n-1}$ — динамический момент последнего участка (хвостовика) коленчатого вала; $T_{ф}$ — момент трения фрикционного сцепления
3	$J_{вм}\ddot{\alpha}_{вм} = T_{ф}\mathrm{sgn}(\dot{\alpha}_{вщ} - \dot{\alpha}_{вм}) - T_{уд\,l+1,1}$	$T_{уд\,l+1,1}$ — динамический момент вала ведомых частей сцепления
4	$J_{а}\ddot{\alpha}_{а} = \sum_{j=1}^{k} T_{уд\,j,\,n-1} - T_{а}$	$T_{уд\,j,n-1}$ — динамический момент на последнем участке каждой j-й ведущей ветви привода; $T_{а}$ — момент сил сопротивления движению автомобиля
5	$J_{j,i}\ddot{\alpha}_{j,\,i} = T_{уд\,j,\,i-1} - T_{уд\,j,i}$	$T_{уд\,j,\,i-1}$ и $T_{уд\,j,\,i}$ — движущий и тормозящий динамические моменты каждой i-й промежуточной массы, находящейся на каждом j-м валу
6	$J_{j+1,1}\ddot{\alpha}_{j+1,\,1} = T_{уд\,j,n}u - T_{уд\,j+1,1}$	$T_{уд\,j,n}$ и $T_{уд\,j+1,1}$ — движущий и тормозящий динамические моменты колеса пары; u — передаточное число данной пары
7	$J_{j,1}\ddot{\alpha}_{j,\,1} = T_{уд\,j-1,n}u - T_{уд\,j,1} - T_{уд\,m+2,1}$	$T_{уд\,j-1,n}u$, $T_{уд\,j,1}$, $T_{уд\,m+2,1}$ — движущий и тормозящий динамические моменты массы $J_{j,1}$ водила $ДМ_1$
8	$J_{j,2}\ddot{\alpha}_{j,\,2} = T_{уд\,j,1} + T_{уд\,дф1} - T_{уд\,j,2}$	$T_{уд\,j,1}$, $T_{уд\,дф1}$, $T_{уд\,j,2}$ — движущие и тормозящий моменты массы $J_{j,2}$ солнца (эпицикла) $ДМ_1$
9	$J_{m+2,1}\ddot{\alpha}_{m+2,1} = T_{уд\,m+2,1} + T_{уд\,дф1} - T_{уд\,m+2,2}$	$T_{уд\,m+2,1}$, $T_{уд\,дф1}$, $T_{уд\,m+2,2}$ — движущие и тормозящие моменты массы $J_{m+2,1}$ эпицикла (солнца) $ДМ_1$
10	$J_{ку}\ddot{\gamma} = \sum^{n}\pm(P_{iл} + P_{iп})b_{xi}\cos\gamma + T_{ку}$	$J_{ку}$ — момент инерции корпуса относительно оси y; $P_{iл,п}$ — упруго-демпфирующие силы подвески левого, правого колеса i-го моста; b_{xi} — расстояние от центра масс до i-го моста
11	$m_{к}\ddot{Z} = -\sum^{n}\pm(P_{iл} + P_{iп}) + G_{к}$	$m_{к}$ — масса корпуса машины; $G_{к} = m_{к}g$ — вес корпуса
12	$J_{кx}\ddot{\alpha}_{к} = \sum^{n}(P_{iл}b_{ул} + P_{iп}b_{уп})\cos\alpha_{к}\cos\Theta + T_{кx}$	$J_{кx}$ — момент инерции корпуса относительно оси x; $b_{ул,п}$ — расстояние от центра масс корпуса до колеса левого, правого борта; Θ — угол косогора
13	$J_{мxi}\ddot{\alpha}_{мi} = [(F_{iл} - P_{iл})b'_{yiл} + (F_{iп} - P_{iп})b'_{yiп}]\cos\alpha_{мi}\cos\Theta - T_{мxi}$	$J_{мxi}$ — момент инерции i-го моста относительно оси x; $F_{iл,п}$ — упруго-демпфирующие силы шины; $b'_{yiл,п}$ — расстояние от центра масс моста до левого, правого колеса
14	$m_{мi}\ddot{\xi}_{i} = (P_{iл} - P_{iл}) + (P_{iп} - F_{iп}) + g_{мi}$	$m_{мi}$ — масса i-го моста; $g_{мi}$ — его вес
15	$T_{a} = \sum^{n}R_{ziл,п}f_{iл,п}r_{iл,п} + \sum^{n}R_{ziл,п}\sin\alpha_{iл,п}r_{iл,п} + kFv_{a}^{2}r$	n — число осей автомобиля; f и r — коэффициент сопротивления качению и радиус автономного колеса; k — коэффициент обтекаемости; F — лобовая площадь; v_{a} — линейная скорость машины; r — обобщенный радиус ведущего колеса
16	$T_{уд\,j,i} = C_{j,i}(\alpha_{j,i-1} - z_{j,i} - \alpha_{j,i}) + K_{j,i}(\dot{\alpha}_{j,\,i-1} - \dot{\alpha}_{j,\,i})$	$C_{j,i}$ — крутильная жесткость i-го участка j-го вала; z — окружной зазор; K — коэффициент демпфирования
17	$T_{уд\,j,n} = C_{j,n}(\alpha_{j,n} - z_{j,n} - \alpha_{j+1,1}u) + K_{j,n}(\dot{\alpha}_{j,n} - \dot{\alpha}_{j+1,1}u)$	—
18	$T_{j,1} = K_{j,1}\{[(1-p)\dot{\alpha}_{j,1}] - [\dot{\alpha}_{j,2} - p\dot{\alpha}_{m+2,1}]\} + C_{j,1}\{[(1-p)\alpha_{j,1}] - [\alpha_{j,2} - p\alpha_{m+2,1}]\}$ $T_{m+2,1} = K_{m+2,1}\{[(1-p)\dot{\alpha}_{j,1}] - [\dot{\alpha}_{m+2,1} - p\dot{\alpha}_{j,2}]\} + C_{m+2,1}\{[(1-p)\alpha_{j,1}] - [\alpha_{m+2,1} - p\alpha_{j,2}]\}$ $T_{дф1} = K_{дф1}(\dot{\alpha}_{j,2} - \dot{\alpha}_{m+2,1}) + C_{дф1}(\alpha_{j,2} - \alpha_{m+2,1})$	—

№ формулы	Формула	Примечание
19	$P_{i\text{л,п}} = K_{\text{п}i\text{л,п}}(\dot{Z}_{Ai\text{л,п}} - \dot{\xi}_{Bi\text{л,п}}) + C_{\text{п}i\text{л,п}}(Z_{Ai\text{л,п}} - \xi_{Bi\text{л,п}})$ $F_{i\text{л,п}} = K_{\text{ш}i\text{л,п}}(\dot{\xi}_{Bi\text{л,п}} - \dot{q}_{i\text{л,п}}) + C_{\text{ш}i\text{л,п}}(\xi_{Bi\text{л,п}} - q_{i\text{л,п}})$	$K_{\text{п}i\text{л,п}}$, $C_{\text{п}i\text{л,п}}$ — коэффициенты сопротивления амортизаторов и жесткости упругих элементов подвески в нормальном направлении; $K_{\text{ш}i\text{л,п}}, C_{\text{ш}i\text{л,п}}$ — коэффициенты демпфирования и жесткость шин в нормальном направлении
20	$m_{i\text{л,п}}\ddot{\xi}_{Bi\text{л,п}} = (P_{i\text{л,п}} - F_{i\text{л,п}}) + g_{i\text{л,п}}$	g_i — сила веса неподрессоренных масс m_i
21	$(J_{\text{вщ}} + J_{\text{вм}})\ddot{\alpha}_{\text{вм}} = T_{\text{уд}1,n-1} - T_{\text{уд}l+1,1}$	—
22	$\ddot{\alpha}_{\text{вщ}} = \ddot{\alpha}_{\text{вм}}$	—

твенно отличается от воздушных, водных и других наземных транспортных средств), с формальной точки зрения связанные с изменением числа независимых координат. Но при ЭВМ-реализации рациональнее сохранить исходное их число, а при изменении структуры "выпадающие" дифференциальные уравнения заменить кинематическими связями. В частности, после окончания буксования фрикционного сцепления уравнения № 2 и 3 могут быть записаны в виде формул № 21 и 22 соответственно, второе из которых представляет собой кинематическое условие замыкания сцепления, а в начальный период трогания при неподвижной (по условию $\sum_{j=1}^{k} T_{\text{уд}\,j,n-1} \leqslant T_a$) массе автомобиля, уравнение № 4 для этого структурного состояния преобразуется к виду $\dot{\alpha}_{\text{а}} = 0$.

Математическое описание других структурных состояний гораздо сложнее и здесь не рассматривается. Но чтобы понять глубину и разнообразие процессов структурных преобразований, приведем (как пример) алгоритм процесса переключения передач в механических коробках передач.

При необходимости переключить передачу водитель "сбрасывает газ", т.е. переводит двигатель на частичную характеристику при $H = 0$. Затем выжимает сцепление (при этом ДТУ трижды меняет структуру: сцепление замкнуто, буксует и разомкнуто) и переводит рычаг управления в положение "нейтраль". Масса автомобиля становится ведущей, двигатель работает на режиме холостого хода, а ДТУ распадается на три не связанные между собой системы: от массы автомобиля до синхронизатора; от синхронизатора до ведомых частей сцепления; от ведущих частей сцепления до вращающихся масс двигателя. Это этап движения накатом.

Затем включается новая передача. Но здесь следует учитывать изменение величин динамических параметров коробки передач, а также соотношение значений угловых скоростей ведущих и ведомых частей сцепления: $\dot{\alpha}_{\text{вщ}} > \dot{\alpha}_{\text{вм}}$ или $\dot{\alpha}_{\text{вщ}} < \dot{\alpha}_{\text{вм}}$.

В первом случае процесс ничем не отличается от этапа буксования фрикционного сцепления при трогании с места, за исключением того, что $\dot{\alpha}_{\text{вм}} > 0$; во втором — угловые скорости масс сцепления выравниваются за счет введения члена $\text{sgn}(\dot{\alpha}_{\text{вщ}} - \dot{\alpha}_{\text{вм}})$, изменяющего знак при $T_{\text{ф}}$ в уравнениях № 2 и 3.

Как видим, алгоритм достаточно сложен, хотя он затрагивает лишь небольшую часть проблемы: за кадром остаются важнейшие вопросы формулирования силовых условий блокирования сцепления и начала переключения передачи, процесс перехода с непрямой передачи на прямую в трехвальной коробке передач и обратно и т. п. При этом сказанное касалось только ДТУ, но ведь и подвеска также может изменять свою структуру, например, при "пробое", когда плоскопараллельное движение корпуса преобразуется во вращательное.

Все это в совокупности говорит о том, что автомобиль — *сложно-структурированная* динамическая система, для которого плоскостные модели, строго говоря, неприемлемы, поскольку они оперируют понятием "обобщенное колесо", хотя экспериментально установлено, что движители различных бортов и осей способны работать в разных ("автономных") режимах, которые прежде всего определяются "своими" моментом УДС и опорной реакцией дороги. Это способствовало введению фундаментального понятия "автономное колесо", которое присуще только пространственным моделям связанных колебаний ДТУ и подвески. Естественно, что эта связь должна прослеживаться и в уравнениях, приведенных выше.

Чтобы убедиться в этом, рассмотрим уравнение № 4.

В правой части данного уравнения содержатся два члена, первый из которых $\left(\sum_{j=1}^{k} T_{\text{уд}\,j,\,n-1}\right)$ формируется за счет независимых координат, определяемых при решении дифференциальных уравнений, описывающих движение моментов инерции масс $J_{m,\,n-1}$, $J_{m+1,\,n-1}$, $J_{k-1,\,n-1}$, $J_{k,\,n-1}$ и $J_{\text{а}}$. Второй член $T_{\text{а}}$ формируется опорными реакциями R_z, т. е. второй из формул № 19, в которую входят геометрические связи, находимые при решении уравнений № 10—14 локальной модели подвески. Таким образом, приходим к выводу, что

Таблица 2

Обозначение показателя	Значение показателя, Н · м, при крутильной жесткости $C_{\text{кв}}$, кН · м/рад., карданного вала привода вала ведущей шестерни главной передачи переднего моста										
	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0 шт.	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5
$T_{\text{уд max}}$, ветвь 1	1071	1070	1049	1820	1228	1758	1170	1109	1660	2661	1156
$T_{\text{уд max}}$, ветвь 2	1858	1859	1860	1935	1866	1903	1865	1844	1934	1935	1947

Примечания. 1. Сокращение "шт." означает принадлежность к условно штатному (номинальному) значению параметра. 2. Разгон на первой передаче по ровной горизонтальной дороге; симметричные модель и схема подвески; кинематический параметр p_1 для ДМ$_1$ равен −0,5, для остальных дифференциальных механизмов $p = -1$.

абсолютно все уравнения как со стороны ДТУ (№ 1—9), так и со стороны подвески (№ 10—14) формируют параметры работы автономного колеса, что, собственно, и требовалось доказать.

ЭВМ-реализация модели "ДТУ + подвеска" позволяет решить многие прикладные задачи динамики автомобиля. Покажем это на двух примерах.

Известно, что задача распределения динамических моментов по ветвям привода ДТУ решена лишь для частного статического режима ($v_а$ = const), в частности, в книге Г.А. Смирнова "Теория движения колесных машин". Обратимся к табл. 2, в которой приведено распределение динамических моментов в ветвях привода автомобиля 6х6 полной массой 7,5 т межосевым $ДМ_1$ между передним (ветвь *1*) и двумя задними мостами (ветвь *2*) в зависимости от величины жесткости участка ДТУ.

Из таблицы следует, что распределение моментов УДС по ветвям привода, осуществляемое $ДМ_1$, относительно благоприятным (колонки со значением $C_{кв}$ 3,5, 3,6, 3,7, 4,1, 4,2 и 4,5) можно назвать лишь для указанных значений $C_{кв}$. Исходя из величины $p_1 = -0{,}5$, тем не менее, это распределение в точности не выдерживается и, например, для $C_{кв}$ = 3,5 кН·м/рад. оно без учета знака p_1 = 1071/1858 = 0,58. Для остальных значений $C_{кв}$, включая штатное, требуемое распределение моментов не обеспечивается данным соотношением динамических параметров в еще большей степени.

Для исправления ситуации следует оптимизировать их значения по критерию $p_1 = -0{,}5$. В результате оказалось, что оптимальные значения $C_{кв}$ лежат в области существенно меньших величин, чем указано в табл. 2.

Второй пример. Основным выходом модели подвески являются реакции $R_{zi\,л,п}$. Расчетные зависимости их протекания под колесами разных бортов каждого моста автомобиля МАЗ-5335 приведены на рис. 3. Сделаем краткий анализ частотных составляющих процесса, в наибольшей степени характеризующих группу физиологических показателей плавности хода автомобиля.

Как видим, на рисунке очень четко просматриваются высокочастотные колебания мостов, накладывающиеся на несущую низкочастотных колебаний корпуса автомобиля. Причем линейная частота собственных колебаний, начинающихся после проезда неровности задним колесом, составляет для мостов $f_{м\,1} \approx 8$ и $f_{м\,2} \approx 9$ Гц, а для корпуса — $f_к \approx 1{,}6$ Гц (напомним, что для человека привычна частота ≈1 Гц). Это сходится с общеизвестными данными: частоты корпуса современных автомобилей равны 1, ..., 3 Гц, мостов 7, ..., 12 Гц.

Таким образом, анализ рис. 3 можно считать методикой определения данного показателя плавности хода для *пространственной* модели. Причем следует отметить, что другие (кинематические, силовые, мощностные) группы показателей плавности хода проще в определении, так как напрямую формируются значениями независимых координат.

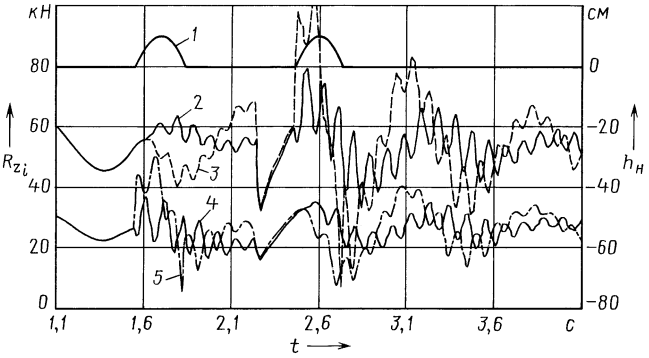


Рис. 3. Зависимости опорных реакций колес правого (кривые 2 и 4) и левого (кривые 3 и 5) бортов от времени при преодолении неровностей автомобилем МАЗ-5335

И в заключение следует отметить, что здесь изложены лишь основные фрагменты модели связанных колебаний ДТУ и подвески, которая, по существу, является *общей пространственной динамической моделью движения автомобиля*, отражающей взаимодействия системы в части тяговой динамики и плавности хода на прямолинейной траектории. В то же время эта модель может быть адаптирована для изучения остальных важнейших качеств автомобиля — энергетики, тормозной динамики, управляемости, устойчивости и проходимости, что делает ее необходимым и достаточным условием создания динамической теории движения автомобиля.

Сравнительный анализ "жесткой" одномассовой модели, в которой автомобиль представляется как материальная точка, и сложных динамических систем, учитывающих внутренние динамические связи, показывает, что первая не имеет каких-либо весомых преимуществ и в значительной мере исчерпала свой научный потенциал. Единственное ее преимущество — возможность аналитического решения — утрачено, так как в настоящее время численный анализ может быть проведен не менее эффективно.

В то же время очевидно, что современный автомобиль нельзя создать с помощью расчетных методов, опирающихся на устаревшие модели. Это одна из главных проблем отечественного автопрома, который пока уступает зарубежным производителям автомобилей по их многим технико-эксплуатационным показателям. Создание конкурентоспособного российского автомобиля возможно только на фундаменте современных адекватных моделей, учитывающих всю сложность и многообразие динамических процессов в главных его системах (двигательно-трансмиссионной установке и подвеске), и разработанной на базе этих локальных моделей общей динамической модели движения.

УДК 629/017

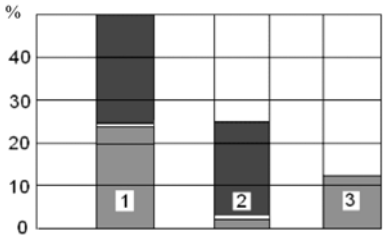
Боковые силы и устойчивость движения автомобиля в режиме торможения

Кандидаты техн. наук Э.Н. НИКУЛЬНИКОВ, Е.В. БАЛАКИНА, Н.М. ЗОТОВ, д-р техн. наук А.А. РЕВИН, Ю.Н. КОЗЛОВ

ФГУП НИЦИАМТ, Волгоградский ГТУ

Известно, что на возможности реализации сцепных свойств колеса с дорогой, в значительной степени определяющих устойчивость движения и управляемость АТС, существенное влияние оказывают боковые силы различного происхождения. Например, по данным статистического анализа К. Ромпе (Германский институт безопасности движения), поведение автомобиля в процессе одновременных поворота и торможения играет главную роль в 12 % всех ДТП. На рисунке приведены графики сравнительных статистических данных по маневрам, совершаемым автомобилем перед аварией. Причем интенсивность аварий резко возрастает с уменьшением радиуса поворота дороги: для радиусов поворота от 50 до 125 м она в 10 раз выше, чем при прямолинейном торможении.

Второй важный фактор — состояние поверхности дороги: интенсивность аварий при снижении коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью удваивается. То есть на мокрых дорогах торможение при повороте играет главную роль в ~25 % ДТП.



Частота, %, маневров, совершаемых автомобилем перед аварией:
1 — торможение; *2* — поворот; *3* — торможение и поворот (затемненная область — диапазоны разброса данных в различных исследованных литературных источниках)

Однако появление боковых сил связано не только с поворотом. Например, при изменении полосы движения (обгоне) по прямой дороге на автомобиль действует центробежная сила; при движении по дороге с поперечным уклоном возникает боковая составляющая силы тяжести автомобиля, направленная в сторону уклона, боковые силы дают также неодинаковость развала колес, наклон плоскости вращения колеса при его повороте вокруг оси шкворня, неравномерность тормозных моментов по бортам, обусловленную неодинаковой эффективностью тормозов и неоднородностью условий в пятнах контакта колес.

Как видим, факторов действительно много. Причем все они действуют, к сожалению, в одном направлении — ухудшают устойчивость и управляемость АТС.

Такова качественная картина. Но при проектировании АТС нужна не столько качественная, сколько количественная ее сторона. Чтобы ее получить, рассмотрим перечисленные выше факторы. И начнем с центробежной силы, действующей на автомобиль при его повороте с расчетной скоростью. Причем при повороте на дорогах различных категорий, у каждой из которых, согласно СНиП, свои наименьшие радиусы кривых в плане. Характеристика категорий, а также величины скоростей и радиусов кривых для этих дорог приведены в табл. 1. В ней же даны и рассчитанные по ним значения отношения боковой силы P_y к нормальной нагрузке R_z. Из таблицы следует, что при повороте на дорогах всех категорий с расчетной скоростью и наименьшим радиусом кривых в плане появляется центробежная сила, величина которой составляет 20 % силы тяжести автомобиля. Направлена данная сила от центра поворота.

Чтобы оценить величину центробежной силы, действующей на автомобиль при изменении полосы движения, воспользуемся табл. 2 и 3, в первой из них приведены значения минимальных радиусов поворота некоторых автомобилей и автобусов, а во второй — расчетные значения отношения боковой силы к нормальной нагрузке P_y/R_z и соответствующие им скорости движения при повороте с небольшими радиусами, имеющими место при изменении полосы движения автомобиля. Как видим, смена полосы движения — совсем небезобидный маневр: ни одно из включенных в табл. 2 АТС не может совершить данный маневр путем большого угла поворота рулевого колеса и сохранения высокой скорости движения. Его либо занесет в сторону обгоняемого АТС, либо оно опрокинется в ту же сторону.

Рассмотрим боковую составляющую силы тяжести от поперечного уклона дороги.

В табл. 4 приведены реально существующие поперечные уклоны проезжей части дорог и расчетные значения боковой составляющей силы тяжести АТС от уклона.

Таким образом, при движении АТС по дороге с поперечным уклоном на него всегда действует боковая сила, равная, в зависимости от типа покрытия, 1,5—4 % массы АТС и направленная в сторону дорожного уклона.

Боковая сила, возникающая от неодинакового развала колес, определяется по аппроксимированной зависимости экспериментальных данных А.С. Литвинова: $R_{y\ ap} \approx 0,017\alpha_p m_1 g$, в которой: α_p — угол развала колеса в градусах; m_1 — масса автомобиля, приходящаяся на колесо; g — ускорение свободного падения. Для современных АТС угол развала обычно не превышает 1°.

В итоге P_y/R_z 100 % = 1,7 %. Направлена она в сторону, противоположную развалу.

Таблица 1

Категория дороги	Тип дороги	Полоса движения		Основные расчетные скорости, км/ч			Наименьшие радиусы кривых в плане, м			Отношение боковой силы к нормальной нагрузке, %			
		число	ширина (проезжей части), м	основной случай (а)	на трудных участках пересеченной местности (б)	трудные участки горной местности (в)	основной случай (а)	на трудных участках пересеченной местности (б)	трудные участки горной местности (в)	основной случай (а)	на трудных участках пересеченной местности (б)	трудные участки горной местности (в)	среднее
I	Общегосударственного значения	⩾4	⩾15 (3,75)	150	150	80	1000	600	250	18	19	20	19
II	Подъезды от крупных городов к портам	2	7,5 (3,75)	120	100	60	600	400	125	19	20	23	21
III	Дороги областного и районного значения, подъезды к населенным пунктам, ж/д узлам	2	7 (3,5)	100	80	50	400	250	100	20	20	20	20
IV	Дороги местного значения, подъездные дороги крупных предприятий и строительных объектов	2	6 (3)	80	60	40	250	125	60	20	23	21	21
V	Внутренние дороги (служебные, патрульные)	1	4,5 (4,5)	60	40	30	125	60	30	23	21	24	23
Среднее по всем категориям дорог отношение													20

Боковая сила от поперечного наклона плоскости вращения колеса при его повороте вокруг оси шкворня соответствует реакции, вычисляемой по той же формуле $R_y \approx 0{,}017\alpha_p m_1 g$, поскольку при повороте колеса вокруг оси шкворня происходит дополнительное увеличение угла его развала независимо от направления поворота. При угловых колебаниях управляемых колес с амплитудами угла поворота вокруг оси шкворня до 3° величина $R_y = 0{,}02 \div 0{,}025\ m_1 g$. Для одиночного колеса это соответствует $P_y/R_z\ 100\ \% = 2 \div 2{,}5\ \%$. Направление действия R_y — тоже противоположное развалу колеса.

Таблица 2

АТС	Минимальный радиус поворота, м	АТС	Минимальный радиус поворота, м
ВАЗ-2101, ВАЗ-2111	4,6	УАЗ-452	6,0
ВАЗ-2108, ВАЗ-2109	5,0	ЗИЛ-433100	8,6
ЗАЗ-1102	5,0	КамАЗ-5320	8,5
АЗЛК-2141	5,0	МАЗ-6422	9,2
ГАЗ-3102	5,9	Урал-4320	10,8
ЗИЛ-4104	7,6	КрАЗ-260	13,0
РАФ-2203	5,9	КАЗ-4540	13,0
ПАЗ-3201	11,0	БелАЗ-549	10,5
ЛАЗ-699Р	11,2	"Магриус-290"	9,5
"Икарус-280"	10,75	"Татра-14851М"	8,5

Таблица 3

Радиус поворота при изменении полосы движения автомобиля, м	Отношение боковой силы к нормальной нагрузке, %	Скорость автомобиля, при которой вероятно возникновение указанной боковой силы, км/ч
5	80	22
	100	25
10	80	32
	100	36
20	80	45
	100	50
30	80	55
	100	62
40	80	64
	100	71

Таблица 4

Дорожное покрытие	Поперечный уклон		Отношение боковой силы к нормальной нагрузке, %
	%	град.	
Цементобетонное и асфальтобетонное	1,5—2	0,86—1,15	1,5—2
Брусчатые, мозаиковые мостовые	2—2,5	1,15—1,43	2—2,5
Из щебеночных, гравийных и других материалов, обработанных органическими вяжущими веществами	2—2,5	1,15—1,43	2—2,5
Щебеночные и гравийные	2,5—3	1,43—1,72	2,5—3
Мостовые из колотого и булыжного камня	3—4	1,72—2,3	3—4

Боковую силу от неравномерности тормозных моментов по бортам автомобиля определяем по формуле $P_y = \dfrac{\Delta M_т K_а}{P_0 B_а}$, в которой $M_Т$ — разность тормозных моментов по бортам автомобиля; P_0 — радиус колеса; $K_а$ — колея автомобиля; $B_а$ — его база. Эта сила имеет такое направление, что вызываемый ею момент, поворачивающий автомобиль в плоскости дороги, сонаправлен с моментом излишней тормозной силы на борту, который стремится повернуть автомобиль в плоскости дороги. Но она, судя по экспериментальным данным, у современных легковых автомобилей дает $P_y/R_z\ 100\ \% \approx 2\ \%$. Сложнее с боковой силой от неравномерности тормозных сил по бортам по причине неоднородности условий в пятнах контакта колес. Ее целесообразно определять по формуле $P_y = \dfrac{\Delta R_x K_а}{B_а}$, в которой ΔR_x — разность тормозных сил по бортам при "миксте". Однако в связи с изменением реакций R_x в процессе торможения ее отношение к вертикальной нагрузке может уменьшаться от 15 % (при "микст" типа "сухой асфальтобетон—лед") до нуля ("асфальт—асфальт").

Все, что сказано выше, позволило установить следующее:

Боковая сила	Отношение боковой силы к нормальной нагрузке, %
Центробежная, действующая на автомобиль при повороте с расчетной скоростью на дорогах различных категорий с наименьшим радиусом кривых в плане	20
Центробежная, действующая на автомобиль при изменении полосы движения	80—100
Составляющая силы тяжести АТС от поперечного уклона дороги	2—4
Возникающая от неодинакового развала колес	0—1,7
Возникающая от наклона плоскости вращения колеса при его повороте вокруг оси шкворня	2—2,5
Возникающая от неравномерности тормозных моментов по бортам	0—2
Возникающая от неравномерности тормозных сил по бортам по причине неоднородности условий в пятнах контакта колес ("микст")	0—15

Отсюда можно сделать вывод: при решении задач устойчивости, управляемости и тормозной динамики автомобиля нужно учитывать как минимум центробежную силу, действующую на автомобиль при повороте с расчетной скоростью на дорогах различных категорий с наименьшим радиусом кривых в плане и при изменении полосы движения; боковую силу, обусловленную неравномерностью тормозных сил по бортам по причине неоднородности условий в пятнах контакта колес ("микст"). Факторы, создающие боковые силы другой природы, можно считать малозначимыми.

Это результаты расчетов. Они практически полностью подтверждены натурными испытаниями в НИЦИАМТе (результаты исследований в целях экономии журнальной площади не приводятся).

И это лишний раз подтверждает: боковые силы, возникающие при движении автомобиля, опасны даже при наличии на автомобиле любых ныне широко применяемых систем повышения устойчивости движения.

УДК 629.017.008.6

Электронные системы контроля устойчивости — новый этап в повышении активной безопасности АТС

Кандидаты техн. наук Б.В. КИСУЛЕНКО, А.В. БОЧАРОВ

Всемирный форум для согласования правил в области транспортных средств (WP.29) КВТ ЕЭК ООН, НАМИ

Рост автомобильного парка и средних эксплуатационных скоростей движения АТС ведут к ужесточению требований к их активной безопасности, т. е. способности конструкции предотвращать дорожно-транспортные происшествия. В последние годы для обеспечения активной безопасности все более широкое распространение получают компьютерные технологии. Это прежде всего электронные системы контроля устойчивости (ESC), которые представляют собой разновидность так называемых интеллектуальных транспортных систем, информирующих водителя о дорожных условиях, предупреждающих его об опасности, а при необходимости осуществляющих автоматическое управление в целях предотвращения опасных ситуаций.

С точки зрения схемного исполнения ESC, как и любая интеллектуальная система, состоит из датчиков и управляемых компьютером исполнительных механизмов. Ее задача — повысить устойчивость автомобиля, в том числе против опрокидывания, и, как следствие, предотвращать потерю его управляемости.

Решается эта задача путем автоматического избирательного торможения (подтормаживания) отдельных колес — для того, чтобы помочь водителю сохранить контроль над автомобилем и движение в нужном направлении в ситуациях, когда он начинает терять устойчивость, т. е. приближаться или достигать пределов сцепления колес с дорожным покрытием. Например, когда водитель неправильно выбрал скорость входа в поворот или применил неадекватные обстановке управляющие воздействия. В таких ситуациях, которые на практике возникают довольно часто, действие ESC может помочь водителю не допустить сход транспортного средства за пределы дороги и тем самым — предотвратить ДТП, связанное с переворотом автомобиля или его столкновением с различными препятствиями (деревьями, объектами дорожной инфраструктуры или другими транспортными средствами).

Такова, в общих чертах, "смысловая" характеристика ESC.

В США в целях нормативного регулирования (новый стандарт FMVSS 126) узаконено более широкое определение системы ESC, которое базируется на материалах SAE. Согласно им, ESC — система, которая, во-первых, предназначена для повышения устойчивости автомобиля за счет избирательного задействования тормозных механизмов отдельных его колес, чтобы скорректировать крутящие моменты вокруг его вертикальной и продольной осей; во-вторых, управляется с помощью компьютера, использующего замкнутый алгоритм управления, т. е. цикл операций, включающий автоматические корректировки, которые основаны на результатах предыдущих операций, в целях ограничения избыточной или недостаточной поворачиваемости АТС, когда это необходимо; в-третьих, имеет приборы, измеряющие угловую скорость и угол дрейфа автомобиля, а также осуществляющие мониторинг управляющих воздействий водителя; в-четвертых, функционирует во всем диапазоне скоростей, за исключением тех, где вероятность потери управления транспортным средством крайне мала.

В рассматриваемом американском документе даны также определения некоторых терминов, используемых при создании ESC и их эксплуатации. Эти термины соответствуют общепринятым.

Так, угловая скорость — скорость изменения угла β направления движения (курсового угла) автомобиля при его вращении вокруг вертикальной оси, проходящей через центр масс; дрейф — есть отклонение продольной оси автомобиля от касательной к криволинейной траектории его движения, он — результат уводных характеристик эластичных шин. Угол ψ дрейфа равен арктангенсу отношения боковой v_y и продольной v_x скоростей центра масс транспортного средства, т. е. $\psi = \mathrm{arctg}\frac{v_y}{v_x}$.

Очевидно, что при $v_y = 0$ и $\psi = 0$. И это наиболее оптимальная для автомобиля нейтральная поворачиваемость: в данном случае направление его продольной оси совпадает с вектором его же продольной скорости в центр масс.

Если вектор боковой скорости направлен в сторону центра криволинейной траектории, по которой движется автомобиль, то поворачиваемость недостаточная: автомобиль как бы пытается увеличить радиус своего поворота (рис. 1, *а*). Если

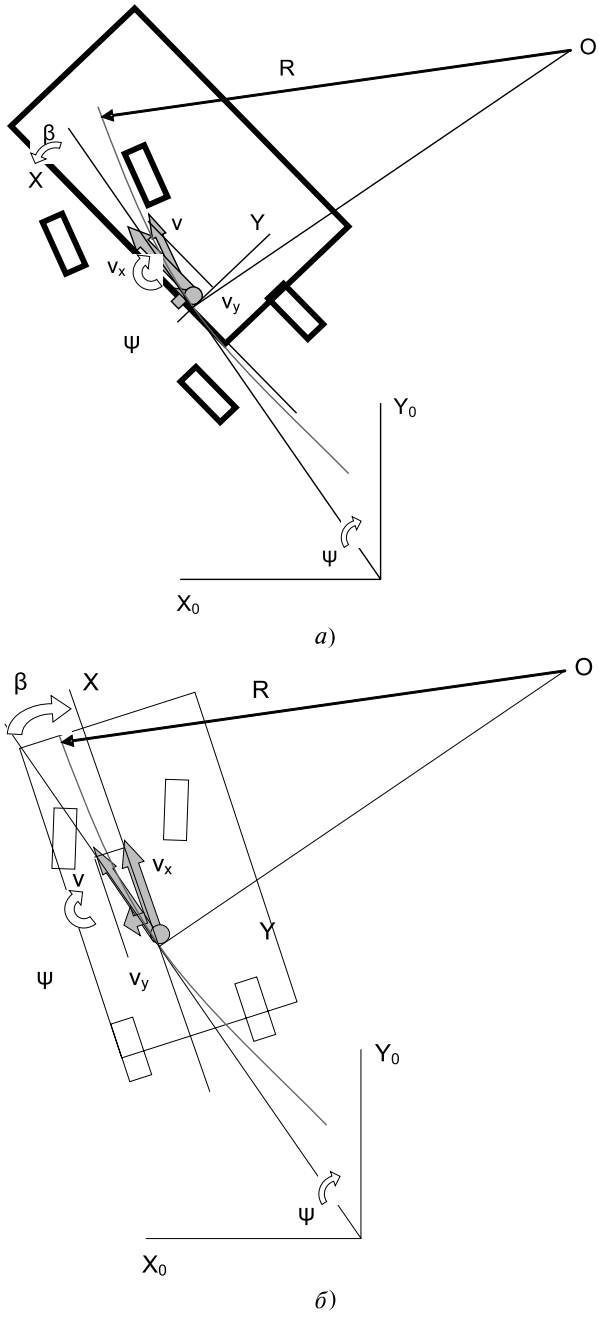


Рис. 1. Процесс поворота автомобиля при недостаточной (а) и избыточной (б) его поворачиваемости

при этом колеса теряют сцепление с опорной поверхностью, наступает снос АТС.

Если вектор боковой скорости направлен от центра поворота, то поворачиваемость — избыточная: автомобиль как бы пытается уменьшить радиус поворота (рис. 1, *б*). При потере сцепления колес с дорогой наступает занос.

В США в целях нормативного регулирования понятие "недостаточная (избыточная) поворачиваемость" сформулировали более конкретно: недостаточная (избыточная) поворачиваемость — состояние, при котором фактическая угловая скорость транспортного средства ниже (выше) его расчетной угловой скорости, которая должна была бы быть при среднем угле поворота управляемых колес, равном арктангенсу отношения базы B транспортного средства к радиусу R его поворота при движении с очень малой скоростью (угол Аккермана), т. е. $\alpha_{ср} < \mathrm{arctg}\frac{B}{R}$ ($\alpha_{ср} > \mathrm{arctg}\frac{B}{R}$).

Такое "ограничение" недостаточной и избыточной поворачиваемости означает сохранение этих состояний в пределах, которые позволяют водителям управлять обычным автомобилем в критических ситуациях. Переход от недостаточной или избыточной поворачиваемости к нейтральной с помощью систеы ESC невозможен.

Следует отметить и то, что все современные системы ESC постоянно ограничивают избыточную поворачиваемость. Однако те из них, которые установлены на АТС с высоко расположенным центром масс, способны ограничивать и недостаточную поворачиваемость, но только на скользких поверхностях, где не существует опасности того, что такое вмешательство может увеличить вероятность переворота (опрокидывания).

ESC не может повысить и сцепление колес с дорогой. Так что, если скорость слишком велика для фактического сцепления с дорогой, то даже оснащенный системой ESC автомобиль все равно съедет с дороги. Но в условиях, когда сцепление колес с дорогой сохраняется, ESC удерживает контроль над угловой скоростью АТС, определяя направление его движения и предотвращая слишком быстрое изменение направления (избыточная поворачиваемость) или, наоборот, замедленное изменение направления (недостаточная поворачиваемость). Это достигается посредством приложения обратных крутящих моментов, создаваемых с помощью тормозных механизмов, а не рулевого управления.

Чтобы определить направление движения, заданное водителем, датчики измеряют скорость движения и угол поворота рулевого колеса, а чтобы определить реакцию АТС на управляющее воздействие, измеряются его боковое ускорение и угловая скорость.

Эту информацию ESC использует следующим образом.

Поскольку замеряется скорость движения и боковое ускорение АТС, компьютер может рассчитать фактический радиус криволинейной траектории, а затем по известным радиусу и скорости через соотношения для угла Аккермана — угловую скорость, соответствующую нейтральной поворачиваемости. В системе имеется датчик угловой скорости, поэтому компьютер сравнивает фактическую угловую скорость с расчетным ее значением для той траектории, по которой АТС движется. И если окажется, что между замеренным и расчетным уровнями угловой скорости начинается расхождение, что может быть, например, когда АТС, движущееся по кривой, начинает превышать скорость движения, т. е. приближается к границе потери устойчивости, и водитель еще не ощущает этого, ESC автоматически "вмешивается", подтормаживая одно из колес. В итоге возникает неравномерное распределение продольных сил, что заставляет транспортное средство изменить направление движения без участия рулевого управления.

Действие ESC иллюстрирует рис. 2. Как видим, при избыточной поворачиваемости (рис. 2, *а*) возможны потеря сцепления задними колесами и занос. Фактическая угловая скорость АТС выше расчетного значения. В связи с чем ESC подтормаживает переднее наружное по отношению к центру поворота колесо, что удерживает автомобиль на намеченной траектории. При недостаточной же поворачиваемости (рис. 2, *б*) возможны потеря сцепления передними колесами и снос, поскольку фактическая угловая скорость меньше расчетной. Система ESC подтормаживает заднее внутреннее по отношению к центру поворота колесо, что опять-таки удерживает автомобиль на намеченной траектории. Причем в обоих случаях она действует так быстро, что водитель практически не чувствует необходимости корректировать направление движения рулевым колесом. Даже если водитель тормозит, потому что поворот оказался более крутым, чем он думал, система имеет возможность применить неравномерное торможение, если необходимо. Более того, действие ESC дает эффект тогда, когда шины достигли предела сцепления с дорогой, потому что тормозная сила на отдельном колесе и уменьшение поперечной силы, происходящее одновременно с приложением тормозной силы, создают эффект, необходимый для возникновения нужного крутящего момента вокруг вертикальной оси. Следовательно, ESC может быть особенно полезной на скользкой поверхности. Причем для водителя любой квалификации. Другими словами, автомобиль, оснащенный ESC, имеет больший резерв по устойчивости.

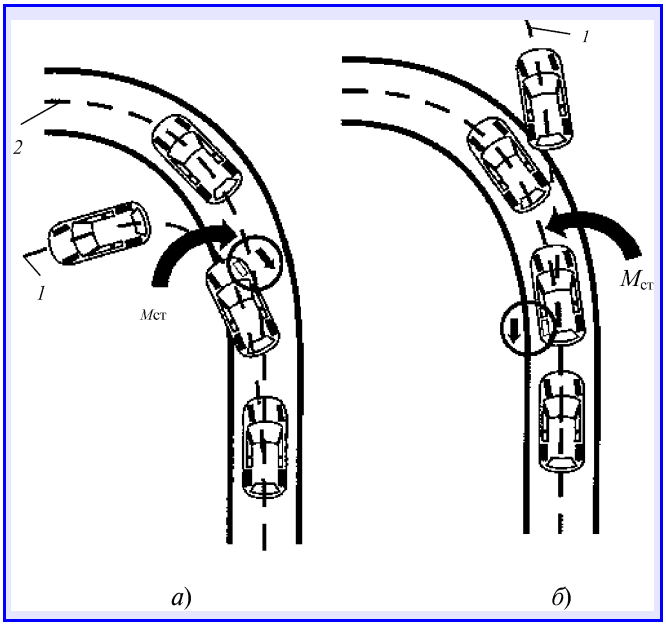


Рис. 2. Схема воздействия ESC на траекторию криволинейного движения автомобиля в случае избыточной (а) и недостаточной (б) его поворачиваемости:

1 — автомобиль не оснащен ESC; *2* — автомобиль оснащен ESC

Таким образом, основная функция ESC — повышение устойчивости АТС. Кстати, многие из таких систем выполняют и некоторые дополнительные функции. Например, снижают мощность двигателя в момент их вмешательства в управление и тем самым замедляют движение АТС, удерживая его на намеченной траектории после того, как произошло корректирование направления; обеспечивают автоматическое торможение всех четырех колес, значительно уменьшая скорость АТС.

ESC транспортных средств с высоко расположенным центром масс (например, многоцелевых автомобилей) часто запрограммированы для выполнения функции, известной под названием "контроль устойчивости при крене", который является прямой контрмерой против их опрокидывания. Причем некоторые из таких систем измеряют не только угол, но и скорость крена, что позволяет определять риск опрокидывания автомобиля; другие хранят в себе информацию о конструктивных характеристиках АТС, используемую для анализа того, не грозит ли ему опрокидывание.

Однако какой бы из методов определения риска опрокидывания не использовался, суть работы ESC остается одной и той же: снизить боковое ускорение до такой степени, чтобы

колеса автомобиля не могли оторваться от опорной поверхности. Это вмешательство происходит таким же образом, как и вмешательство при избыточной поворачиваемости: включается тормозной механизм переднего наружного по отношению к центру поворота колеса с целью перевода автомобиля на траекторию с большим радиусом кривизны и, соответственно, с меньшим боковым ускорением.

Исследования, проведенные в США с использованием автотренажера, показали: в критической ситуации вероятность потери контроля над автомобилем, оснащенным ESC, у обычных водителей значительно меньше; кроме того, ESC дает им возможность справиться с критическими маневрами и скользкой дорогой, используя только свои навыки вождения в "линейном" диапазоне. То есть эффект ESC проявляется в том, что обычные действия водителя, которым он научился при вождения в "линейном" диапазоне, оказываются правильными и в критической ситуации. Ведь ESC не допустит изменения направления движения и такого отклонения автомобиля от намеченной траектории, которые могли бы вызвать паническое состояние водителя в критической ситуации.

В упоминавшемся выше исследовании участвовали 120 водителей, по 60 мужчин и женщин в возрастных группах 18—25, 30—40 и 55—65 лет. Их проверяли в трех сценариях критических ситуаций, встречающихся на дорогах: "подрез" (на занимаемую полосу движения внезапно выезжает автомобиль с бокового съезда, а затем к двум этим приближается третий автомобиль, движущийся в левом ряду); водитель делает поворот с постоянным радиусом, а за ним следует второй поворот с меньшим радиусом, который не был заметен при въезде в первый поворот; внезапный недолгий и резкий порыв бокового ветра, который "сдувает" автомобиль на линию встречного движения. При испытаниях 60 водителей "посадили" за руль многоцелевого автомобиля и 60 — легкового с кузовом седан. Кроме того, половина водителей работала на автомобилях с включенной ESC, половина — с отключенной.

Результаты исследования таковы.

В 50 из 179 заездов на автомобилях с отключенной ESC наблюдалась потеря управляемости, а с включенной — лишь в шести. То есть число ДТП из-за потери управления при включенной ESC снижается на 88 %. Причем на данную цифру не влияет ни возраст, ни пол водителя.

Несомненно, предотвращение потери устойчивости и выхода автомобиля за пределы дороги является наилучшим способом профилактики смертельных исходов и травм в результате опрокидывания, а также и других видов ДТП. Например, проанализировав данные о ДТП, выявили, что установка ESC приведет к снижению числа ДТП с участием одного легкового автомобиля на 34 %, многоцелевого автомобиля — на 59 %; ESC могут предотвратить 71 % опрокидываний легковых и 84 % многоцелевых автомобилей.

Как видим, внедрение электронных систем контроля устойчивости, избирательно действующих на тормозные механизмы отдельных колес, фактически уже стало очередным шагом развития конструкции автомобиля в направлении повышения его активной безопасности. Причем шаг не последний: обстоятельства требуют, а компьютерные технологии позволяют удовлетворять эти требования.

УДК 629.1.066

Высокочастотная катушка зажигания для ДВС с непосредственным впрыскиванием бензина

Канд. техн. наук В.А. НАБОКИХ, А.В. ПОДВОЛОЦКИЙ, М.Г. ВИСКОВ

МГТУ "НАМИ"

Совершенствование бензиновых ДВС привело к появлению, а сейчас — их массовому применению систем непосредственного впрыскивания топлива. Причем наибольшее распространение получили два способа зажигания бензина: впрыскиваемого в непосредственной близости от свечи зажигания и двигающегося к ней в направленном вихре, организованном камерой в поршне и впускным каналом.

Первый из способов требует очень жесткой геометрический "привязки" свечи зажигания и топливной форсунки друг к другу и точной направленности струи впрыскиваемого топлива; второй — с этой точки зрения "материальнее". Однако оба они реализуются с помощью индивидуальной для каждой свечи катушки зажигания, энергетические возможности которой, несмотря на магниты высоких энергий в сердечнике и коммутацию больших по величине токов, не всегда обеспечивает надежное воспламенение топливовозлушной смеси.

Поэтому в последнее время конструкторы многоцилиндровых двигателей проявляют все больший интерес к высокочастотным системам зажигания. Системам, в которых используются высокочастотные индивидуальные катушки зажигания, обеспечивающие так называемое многоискровое зажигание.

Такие катушки для техники — не новость. Их широко применяли и продолжают применять на авиационных поршневых и реактивных двигателях. Но автомобилисты на них обратили внимание совсем недавно. А зря: высокочастотные аппараты позволяют решить многие проблемы работы автомобильных ДВС.

Что собой представляет высокочастотная катушка? Это два взаимосвязанных колебательных контура с источником начальной энергии, в роли которого выступает зарядный конденсатор, разряжающийся на первичную ее обмотку.

Такие катушки малочувствительны к шунтирующим сопротивлениям на свечах зажигания, так как импульсы высокого напряжения имеют крутой фронт и снижают эрозию электродов свечей.

Электрическая эквивалентная схема рабочего процесса высокочастотной системы зажигания, построенная в соответствии с теорией В.А. Балагурова, приведена на рис. 1. Решение дифференциальных уравнений этой схемы для первичного и вторичного контуров показывает, что максимальная величина вторичного напряжения достигается, когда вся электростатическая энергия зарядного конденсатора без потерь перейдет в электростатическую энергию вторичной цепи. Что возможно только при резонансе первичного и вторичного контуров и коэффициенте связи обмоток, близком к единице.

Разрядный процесс высокочастотных катушек, как и в батарейных системах зажигания, содержит емкостную и индуктивную фазы. Емкостная фаза в данном случае из-за малой

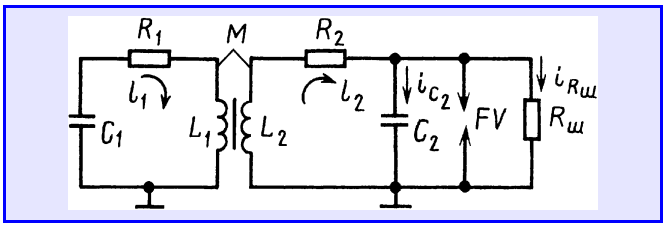


Рис. 1. Электрическая схема замещения высокочастотной катушки зажигания в период нарастания вторичного натяжения:
L_1 и L_2 — индуктивности первичной и вторичной обмоток; C_1 — емкость первичного контура; C_2 — суммарная распределенная емкость вторичного контура; R_1 и R_2 — сопротивления первичного и вторичного контуров; M — взаимоиндуктивность между обмотками высокочастотной катушки; $R_ш$ — шунтирующее сопротивление свечи зажигания; FV — искровой промежуток

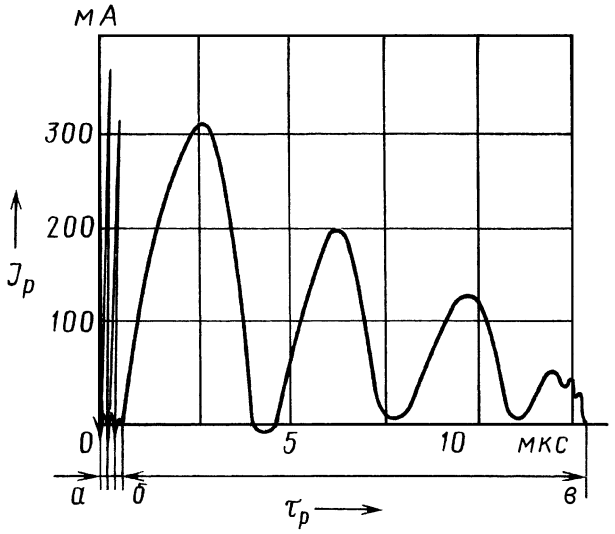


Рис. 2. Осциллограмма искрового разряда высокочастотной системы зажигания:
а—б — емкостная фаза $\tau_{еф}$; *б—в* — индуктивная (дуговая фаза)

величины распределенной вторичной емкости имеет (рис. 2, участок *а—б*) колебательный характер и длительность, равную десятым и сотым долям микросекунды. Следовательно, и малое (до 1 мДж) значение энергии. Однако — достаточное для образования канала искрового разряда.

Продолжительность же индуктивной фазы искрового разряда значительно больше — 10—25 мкс, а величина тока разряда достигает 0,5 А. Как результат, энергия разряда составляет 300—400 мДж. То есть данная фаза по своим характеристикам приближается к дуговому разряду со всеми вытекающими отсюда последствиями для надежного воспламенения смеси.

Характерной ее особенностью является и то, что ток изменяет направление и в момент его исчезновения дуга не гаснет, так как высокая частота колебаний не позволяет деионизироваться искровому промежутку свечи зажигания (см. рис. 2, участок *б—в*).

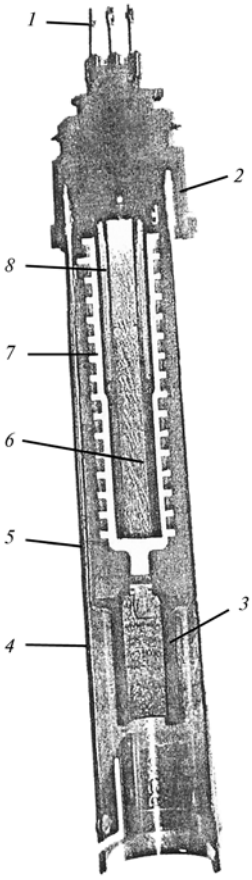


Рис. 3. Конструктивная схема автомобильной высокочастотной катушки зажигания:
1 — выводы; *2* — корпус; *3* — резиновое уплотнение; *4* — разомкнутый магнитопровод; *5* — наружный экран; *6* — сердечник; *7* — вторичная обмотка; *8* — первичная обмотка

Короткая продолжительность искрового разряда в высокочастотных многоискровых системах при приемлемой воспламеняющей способности (в этом случае часто применяется форкамера) позволяет решить и еще одну проблему: высокочастотная катушка зажигания может одновременно играть роль датчика детонации, расположенного в каждом цилиндре ДВС. Для этого к межэлектродному зазору свечи достаточно подать постоянное напряжение 25—180 В и измерить ток ионизации. Дело в том, что при начале и в ходе детонационного сгорания величина этого тока может достигать 0,5 А, измерить которую труда не составляет. А дальше, как говорится, дело техники: сигнал подается на электронный блок управления, который выдает команду на коррекцию УОЗ.

Конструкция автомобильной высокочастотной катушки зажигания, устанавливаемой на свечу зажигания, приведена на рис. 3. Как видим, она состоит из наружного экрана *5*, в котором размещена высокочастотная коаксиальная катушка в пластмассовом корпусе *2*. В корпусе находятся вторичная секционная обмотка *7*, первичная обмотка *8* и разомкнутый магнитопровод *4*. Длина намотки первичной обмотки на 40 % меньше каркаса вторичной обмотки, что увеличивает значение коэффициента связи обмоток.

УДК 621.81:539.4.001

Влияние климатических условий на динамическую нагруженность несущих узлов карьерных самосвалов

С.А. ИСПЕНЬКОВ, В.И. МЕЛЕШ,
канд. техн. наук А.А. РАКИЦКИЙ

БелАЗ,
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

Горнодобывающие предприятия располагаются в различных климатических и географических зонах, работают, добывая полезные ископаемые открытым способом, в самых разнообразных горнотехнических условиях. Достаточно сказать, например, что территория стран СНГ, основных потребителей белорусских самосвалов, имеет восемь температурных зон, в первой из которых среднемесячная температура зимнего периода, длящегося 0,23 года (южные регионы Российской Федерации, Украины, Казахстана и др.), 276 К (3 °С), в то время как для восьмой зоны (Якутия) эти цифры равны соответственно 0,65 и 242 К (−31 °С). Так что опыт эксплуатации самосвалов БелАЗ накоплен к настоящему времени огромный. Однако он, к сожалению, чисто качественный. К примеру, всем известно, что в регионах, где при отрицательных температурах на карьерных дорогах сохраняется укатанный снежный покров, число отказов несущих узлов БелАЗов в зимний период значительно меньше, чем, скажем, в летний и, особенно, осенне-весенний. Так, в справочной литературе указывается только снижение на 30—40 % износа шин в зимний период, чем в летний. О других же узлах и агрегатах данных нет.

Чтобы восполнить этот пробел, авторы проанализировали результаты полигонных испытаний опытного образца карьерного самосвала БелАЗ-75570 грузоподъемностью 90 т. Он имеет классическую колесную формулу 4×2, зависимые переднюю и заднюю подвески с центральными шарнирами и поперечными реактивными штангами, пневмогидравлические цилиндры подвесок и бескамерные радиальные шины со стальным кордом, глубоким протектором и скальным его рисунком, механическую трансмиссию. Испытания проводились в условиях заводского полигона в г. Жодино. Их программа включала движение самосвала по мерным участкам различных (гравийная; имитирующая технологическую дорогу в карьере; имитирующая отвальную дорогу в карьере) дорог. Причем особую ценность для сравнительного анализа имели, естественно, результаты, полученные при движении по участкам отвальной и технологической дорог, для каждого из которых характерен только ему принадлежащий микропрофиль, менее подверженный изменению из-за бетонного покрытия. Прохо-

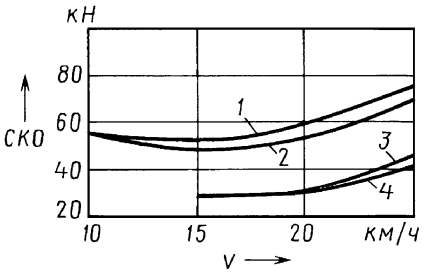


Рис. 1. Среднеквадратические отклонения усилия в цилиндрах передней подвески при движении самосвала по отвальной дороге:
1 — передний левый цилиндр, дорога без снега; *2* — передний правый цилиндр, дорога без снега; *3* — передний правый цилиндр, дорога с укатанным снегом; *4* — передний левый цилиндр, дорога с укатанным снегом

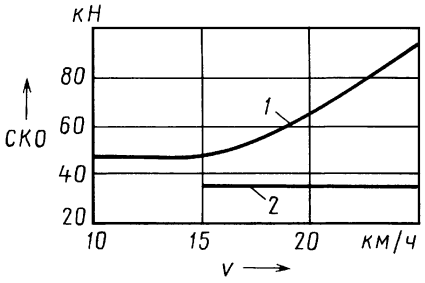


Рис. 2. Среднеквадратические отклонения усилия в поперечной штанге задней подвески при движении самосвала по отвальной дороге:
1 — дорога без снега; *2* — дорога с укатанным снегом

дили они как в зимний, так и летний периоды эксплуатации, что позволило сравнить динамическую нагруженность ходовой части самосвала в разных климатических условиях, т. е. на сухих и покрытых снежным покровом гравийных, технологических, отвальных участках испытательных дорог.

Температура окружающего воздуха для зимнего периода испытаний варьировалась в диапазоне 253—258 К (−15÷−20 °С), для летнего — от 278 до 288 К (от 5 до 15 °С). Динамическую нагруженность оценивали по изменению давлений в рабочих полостях пневмогидравлических цилиндров и усилиям растяжения—сжатия в поперечных штангах подвески. В качестве основного оценочного параметра нагруженности выбрали среднеквадратическое отклонение усилий в промежутке времени, в течение которого самосвал движется по испытательному участку (рис. 1 и 2). Для удобства сравнения сил, передающихся через цилиндры подвески и штанги, брали "упругие" (без учета сил амортизации и сухого трения) усилия в цилиндрах подвески, определяемые умножением измеренных давлений в рабочей полости цилиндра на активную площадь его штока (см. таблицу).

Анализ экспериментальных данных установил, что среднеквадратические отклонения усилий в передних цилиндрах подвески карьерного самосвала при его движении со скоростью от 15 до 25 км/ч по технологической и отвальной дорогам в зимних условиях эксплуатации уменьшились (см. рис. 1) относительно летних соответственно на 0—32 и 67—75 %, в задних цилиндрах подвески — на 14—43 и 14—29 %, в штанге передней подвески — на 42—44 и 15—50 % и в штанге задней подвески — на 21—48 и 27—63 %. В целом же влияние дорожного полотна на среднеквадратические отклонения усилий хорошо видно на рис. 2.

Временные истории сигналов датчиков давления и деформации были подвергнуты статистическому и спектральному анализу.

На рис. 3 и 4 временные зависимости параметров, записанных в разных климатических условиях при движении груженого самосвала по участку отвальной дороги, наложены друг на друга, и на них четко прослеживается значительное сокращений амплитуды колебаний усилий во всех узлах подвески.

Причина данного обстоятельства состоит в том, что укатанный снег сглаживает неровности, снижая их высоту, т. е. изменяет микропрофиль дорожной поверхности в лучшую сторону. Что, естественно, уменьшает размахи усилий в цилиндрах подвески, расположенных вертикально. На спектре усилий в цилиндрах подвески (рис. 5) изменяются только амплитуды на частоте 0,8—1,2 Гц, соответствующей продольно-угловым колебаниям автомобиля, и частоте 1,3—1,7 Гц, соответствующей вертикальным колебаниям. На спектре усилий в поперечных штангах (рис. 6) заметно снижение амплитуды поперечно-угловых колебаний самосвала на частоте 0,3—0,7 Гц. Но наиболее значительно — в частотной полосе 3—7 Гц. На графике временной зависимости усилия в штанге задней подвески обращают на себя внимание прямые площадки на нулевом уровне нагрузки при движении по снежному покрову, которые не характерны для режима движения по мерным участкам в летний период (см. рис. 2). Можно предположить, что в контакте шины с опорной поверхностью происходит боковое скольжение вследствие снижения коэффициента сцепления шины с дорогой: на рисунке видно, что максимальные пиковые силы в данном случае не превышают 100 кН, в то время как на дороге без снега они достигают 300 кН. Следовательно, укатанный снежный покров существенно уменьшает динамическую нагруженность в узлах подвески не только из-за изменения микропрофиля дороги (сокращает высоты неровностей), но и снижения коэффициента сцепления шины с ней.

По справочным данным, для шин коэффициент сцепления с плотным снегом мог составлять 0,2. Осевая нагрузка на зад-

Тип дороги	Режимы испытаний		Среднеквадратические отклонения усилий, кН, на					
	период года	скорость испытаний	левом цилиндре передней подвески	правом цилиндре передней подвески	поперечной штанге передней подвески	левом цилиндре задней подвески	правом цилиндре задней подвески	поперечной штанге задней подвески
Технологическая	Зимний	15,0	32,2	35,3	16,9	79,8	77,9	27,9
		20,0	41	47,7	27,8	117,4	119,7	35,5
		25,0	50,6	56,8	18,5	121,4	127,9	34,2
	Весенне-летний	5,0	29,9	28,9	44,9	82,1	84,6	39,5
		10,0	34,5	34,5	28,4	68,8	71,5	44,2
		15,0	46,4	44,5	36	115,2	114,7	39,2
		20,0	47,2	44,7	33,7	132,6	133,4	46,1
		25,0	71,1	71,5	32,6	134,1	156,1	65,6
Отвальная	Зимний	15,0	29	28,4	22,9	94,9	93,8	34,2
		20,0	30,4	31,2	21,8	102,4	97,1	35,5
		25,0	41,7	45,4	18,7	125,9	127,9	34,7
	Весенне-летний	10,0	55,2	55,8	33,8	97,3	105,3	47,3
		15,0	52,5	49	27	105,8	113,7	48,1
		20,0	59,4	53,4	31,5	135,6	131,7	63,9
		25,0	75	69,3	39,5	167,4	184,6	91,7

ней оси самосвала БелАЗ-75570 с полной загрузкой равна 1083 кН (110 500 кгс). Если предположить, что коэффициент сцепления в боковом направлении не выше, чем в продольном, то боковое усилие на задней оси, передаваемое через поперечную штангу, в зимних условиях не должно быть больше 216 кН (22 041 кгс). Однако экспериментальные пиковые значения усилий не превышают 100 кН (10 203 кгс).

С другой стороны, если снежный покров рассматривать как материал с присущими ему физико-механическими свойствами, то можно также предположить, что в пятне контакта и на некоторой глубине снежного покрова может происходить деформация (продавливание) и скольжение слоев снега друг относительно друга. Такие явления также могут приводить к уменьшению усилий в узлах подвески от дороги.

Таким образом, результаты полигонных испытаний карьерного самосвала БелАЗ-75570 показали: условия эксплуатации имеют четко выраженный сезонный характер, который необходимо учитывать при прогнозировании общей долговечности самосвала. Укатанный снежный покров способствует значительному снижению динамических нагрузок в узлах подвески, а следовательно, и сокращению размахов напряжений в несущих узлах. Это, в свою очередь, приводит к замедлению процесса накопления усталостных повреждений и, как результат, к уменьшению числа поломок несущих узлов самосвалов в зимний период.

Результаты испытаний также подтверждают, что увеличение высоты неровностей дороги и скорости движения ведут к нелинейному росту динамических нагрузок в узлах подвески автомобиля, а своевременный ремонт дороги и ограничение скорости движения по неровной дороге могут существенно увеличить ресурс несущих узлов карьерных самосвалов.

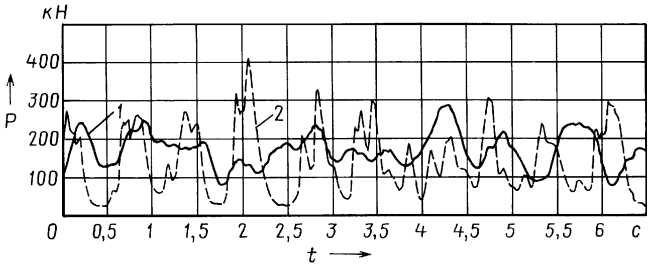


Рис. 3. Фрагмент временной зависимости усилия в левом цилиндре задней подвески при движении самосвала по отвальной дороге со скоростью 25 км/ч:
1 — дорога с укатанным снегом; *2* — дорога без снега

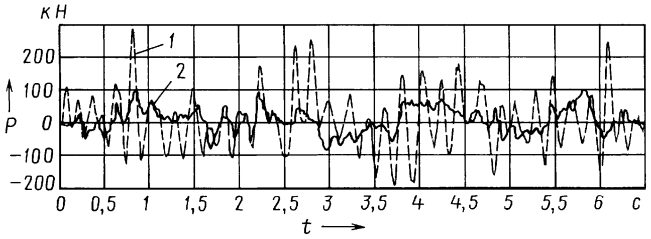


Рис. 4. Фрагмент временной зависимости усилия в поперечной штанге задней подвески при движении самосвала по отвальной дороге со скоростью 25 км/ч:
1 — дорога без снега; *2* — дорога с укатанным снегом

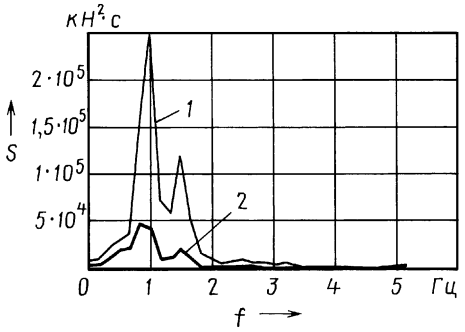


Рис. 5. Спектральная плотность мощности усилия в левом цилиндре передней подвески при движении самосвала по отвальной дороге со скоростью 25 км/ч:
1 — дорога без снега; *2* — дорога с укатанным снегом

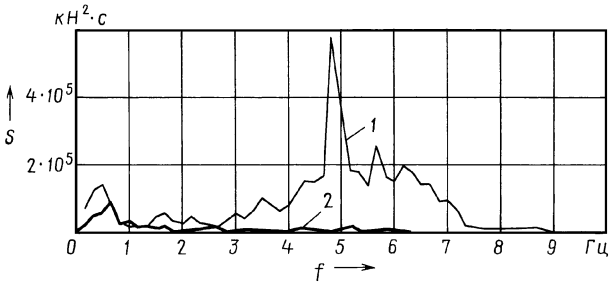


Рис. 6. Спектральная плотность мощности усилия в поперечной штанге задней подвески при движении самосвала по отвальной дороге со скоростью 25 км/ч:
1 — дорога без снега; *2* — дорога с укатанным снегом

Читатель предлагает

УДК 629.114.6

АЭРОМОБИЛЬ

Д-р техн. наук Г.И. ГЛАДОВ, канд. техн. наук С.В. ЗАЙЦЕВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана, МАДИ (ГТУ)

Во всем мире авиаперевозки приобретают все большую популярность как способ быстрого перемещения грузов и людей, особенно в районах с недостаточно развитыми наземными транспортными коммуникациями. В нашей стране это Крайний Север, Сибирь и Дальний Восток. Более того, почвенные (тундра) и инфраструктурные особенности данных регионов требуют именно доминирующего развития воздушного транспорта. Что мы видим и на практике: основная часть перевозок, скажем, на Чукотке выполняется самолетами и вертолетами.

Однако тот же опыт свидетельствует: для нормальной эксплуатации самолетов необходима развитая аэродромная сеть, а вертолеты, хотя и относятся к категории безаэродромной авиации, значительно менее экономичны самолетов. Поэтому специалисты многих стран давно ищут альтернативу самолетам и вертолетам. Ими уже созданы экранопланы, имеющие целый ряд положительных свойств с точки зрения рассматриваемой проблемы. Но, к сожалению, такие летательные аппараты из-за малых высот и высоких скоростей полета, а некоторые из-за внушительных размеров сложно эксплуатировать над обжитыми и густонаселенными территориями, а также эффективно применять в различных стесненных условиях и обстоятельствах. Сделаны и первые попытки превращения автомобиля, по мере необходимости, в аэромобиль, т. е. на базе автомобиля — транспортное средство с возможностью осуществления полет-

Аэромобиль		Страна-изготовитель	Масса, кг	Мощность двигателя, кВт (л. с.)	Максимальная скорость, км/ч	Удельная мощность, кВт/кг (л. с./кг)
тип	модель					
С горизонтальным взлетом и посадкой	"Ларк-4"	Россия	700	412 (560)	750	1,09 (0,80)
	"Транзишн"	США	650	73,6 (100)	217	0,20 (0,15)
	FSC-1	США	1600	331,2 (450)	515	0,38 (0,28)
	PALV	Голландия	550	156,8 (213)	200	0,53 (0,39)
	"Автокрафт"	США	850	106,7 (145)	215	0,23 (0,17)
	"Дельта"	США	860	132,5 (180)	306	0,29 (0,21)
	"Ока"	Россия	750	184,0 (250)	220	0,45 (0,33)
С вертикальным взлетом и посадкой	"Скайкар"	США	1000	706 (960)	600	1,30 (0,96)
	"Х-Хавк"	США	1700	1178 (1600)	250	1,28 (0,94)
	AMV-211	США	650	331 (450)	280	0,94 (0,69)
	"Игл"	Израиль	2270	1178 (1600)	75	0,95 (0,70)
	"Скайуолкер"	США	380	110 (150)	120	0,53 (0,39)
	"Якса"	Япония	2500	1640 (2000)	557	1,09 (0,80)

ного режима движения (например, для преодоления различных препятствий и сокращения времени передвижения).

К достоинствам аэромобиля, как показывает опыт, следует отнести прежде всего то, что для взлета и посадки ему не требуется дорогостоящих взлетно-посадочных полос и хорошо оснащенных наземных служб: он может выполнять взлеты и посадки на бетонные, грунтовые и травяные поверхности. Лишь бы не было препятствий в направлении взлета-посадки. Кроме того, перевозка людей и грузов осуществляется "от двери до двери", без перегрузочных операций, — без дополнительных потерь времени, труда и средств. Комплект его пилотажно-навигационного оборудования несложен в производстве и эксплуатации, поскольку должен обеспечивать пилотирование в простых метеоусловиях, т. е. с визуальным контактом с земной поверхностью, а комплект радиооборудования — связь с наземными радиостанциями и радиостанциями других летательных аппаратов. При соблюдении элементарных мер безопасности полеты возможны и в черте населенных пунктов, и над сильно пересеченной местностью.

Все перечисленные и многие другие достоинства аэромобилей привели к тому, что первые их конструкции появились еще в начале XX века, а в настоящее время уже известны их десятки, если не сотни. Более того, в Голландии было принято решение о серийном их производстве.

Подтверждает перспективность аэромобилей и тот факт, что их используют в сельскохозяйственом производстве, частном бизнесе, а с недавних пор к ним проявляется интерес со стороны туристического бизнеса и специальных служб. И это при условии, что современные летающие автомобили по отдельным параметрам пока еще значительно уступают самолетам (в воздухе) и автомобилям (на земле).

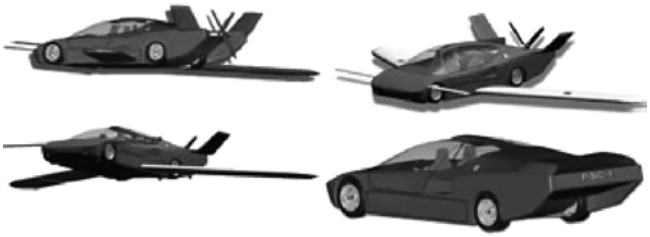


Рис. 1. Аэромобиль FSC-1

Рис. 2. Аэромобиль на базе автомобиля ВАЗ-1111 "Ока"

Что касается конструкций аэромобилей, то они весьма разнообразны. Например, у некоторых крыло выполнено в виде двух стоек, имеющих возможность поворота в вертикальной плоскости и снабженных набором аэродинамических элементов, участвующих в создании подъемной силы. В наземном режиме движения такие крылья-стойки опущены, а при подготовке к полету их поднимают, устанавливая во взлетный угол атаки. Но у такой конструкции есть два существенных недостатка — ее громоздкость и низкое аэродинамическое качество, особенно при малых взлетной и посадочной скоростях.

В некоторых конструкциях с целью уменьшения габаритных размеров автомобиля крылья устанавливают (рис. 1) вдоль корпуса-кузова, а при подготовке к полетному режиму разворачивают в поперечном направлении под взлетным углом атаки. Однако в данном случае размах и хорда крыльев получаются небольшими, поскольку ограничиваются длиной и высотой аэромобиля. Что, естественно, снижает подъемную силу и аэродинамическое качество аэромобиля, его устойчивость в полете. Кроме того, крылья, расположенные вдоль корпуса-кузова, мешают входу и выходу из аэромобиля, затрудняют погрузку и выгрузку.

Технические данные некоторых из изготовленных аэромобилей, в том числе в России, приведены в таблице.

Работы по созданию аэромобилей продолжаются. Например, в МГТУ имени Н.Э. Баумана на кафедре "Колесные машины" студенты Н.Ю. Крамаренко и В.В. Кураков в рамках выполнения дипломных проектов разработали конструкцию аэромобиля (рис. 2, 3) на базе автомобиля ВАЗ-1111 "Ока", техническая характеристика которого следующая:

Вместимость, чел	2
Масса, кг:	
снаряженная	730
полная	850
Габаритные размеры, мм:	
длина (без воздушного движителя)	3800
длина (с воздушным движителем)	4800
ширина	1420
размах крыла	6600
площадь крыла, м^2	4,125
высота (в снаряженном состоянии)	1700
База, мм	2600
Максимальная скорость, км/ч:	
на земле	160
в воздухе	215
Крейсерская скорость полета, км/ч	180
Время разгона до скорости взлета (85 км/ч), с	9
Длина разбега, м	80
Вместимость топливного бака, л	60
Расход топлива, л/100 км:	
на земле при 90 км/ч	7
на земле при 120 км/ч	10
при полете на крейсерской скорости	28
Двигатель, тип	двухсекционный роторно-поршневой ВАЗ-415

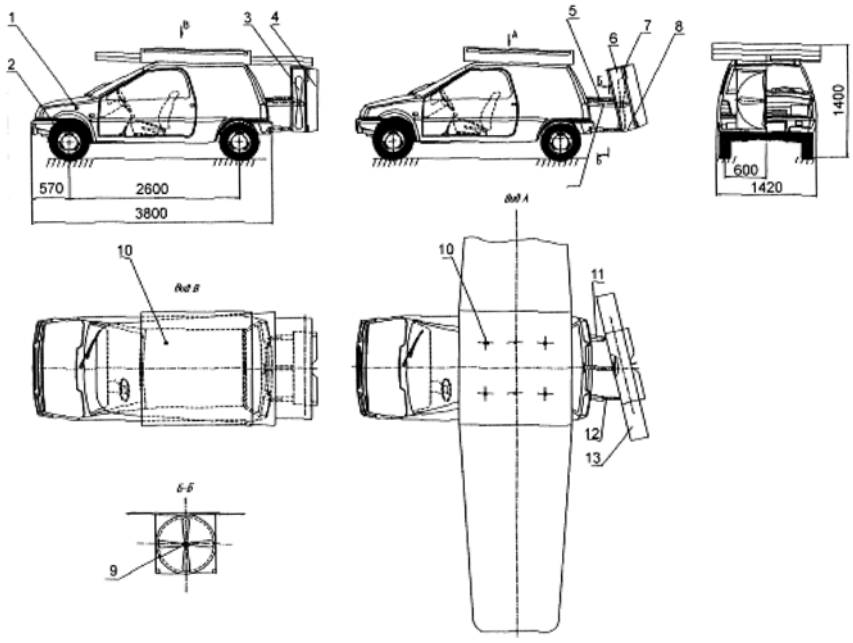


Рис. 3. Варианты компоновки аэромобиля:
1 — корпус-кузов; *2* — колеса; *3* — воздушный двигатель; *4* — вертикальное оперение; *5* — крепление корпуса воздушного двигателя; *6* — корпус воздушного двигателя; *7* — горизонтальное оперение; *8* — киль; *9* — карданный вал; *10* — обойма крыла; *11* и *12* — поворотные гидроцилиндры; *13* — хвостовое оперение

В МАДИ (ГТУ) на кафедре тягачей и амфибийных машин студенты Е.С. Володин и Е.С. Бабушкин в рамках выполнения курсовых проектов рассмотрели возможные варианты компоновки с выдвижным воздушным движителем, позволяющим улучшить тяговые характеристики при снижении массогабаритных параметров автомобиля. И получили весьма любопытные результаты. Например, установили, что убираемые крылья и стабилизатор лучше всего выполнять мультиконсольными телескопическими и собирать их в обойму, установленную на кузове-корпусе и шарнирно соединенную с приводами для обеспечения изменения угла атаки крыла. Причем ее объемы должны быть такими, чтобы она не выходила за габариты корпуса-кузова. Воздушный движитель и хвостовое оперение целесообразнее устанавливать на консольном подвесе переменной длины с возможностью изменения угла между осью вращения движителя и продольной осью автомобиля. Все это должно повышать его управляемость, а также продольную и поперечную устойчивость в полете. И — при сохранении высоких эксплуатационных свойств в режиме движения по опорной поверхности.

В настоящее время разработчики изыскивают возможности для изготовления рабочей документации и опытного образца аэромобиля. Что из этого получится, покажет будущее. Но ясно одно: идея — из числа не только реализуемых, но и явно перспективных.

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 629.113.004

Установка для диагностирования пневматической тормозной системы автомобиля с АБС

Д-р техн. наук А.А. РЕВИН, В.В. КОТОВ, В.В. ЕРОНТАЕВ

Волгоградский ГТУ

На дорогах нашей страны все больше грузовых автомобилей, оснащенных АБС, что требует контроля технического состояния автоматизированных тормозных систем как при обязательных технических осмотрах этих транспортных средств в структурах ГАИ (ГИБДД), так и в процессе эксплуатации. Что, в принципе, должно осуществляться на основе анализа информации с бортовых диагностических систем. Однако выполнить данное требование пока довольно проблематично: центров по проверке исправности АБС, к сожалению, в России пока еще крайне мало. Кроме того, встроенная в АБС система самодиагностирования ориентирована на выявление отказов в электрических цепях. Более того, данная система не сообщает водителю о неисправностях тормозного привода и самой АБС, поскольку она выпускается в странах дальнего зарубежья, где этих центров много.

Поэтому разработка диагностических признаков, позволяющих водителю от бортовых средств контроля получать текущую информацию о техническом состоянии и пневматической части тормозной системы автомобиля, и АБС, — наисущнейшая из задач.

Данное обстоятельство давно известно специалистам Волгоградского ГТУ. В связи с чем они, используя лабораторную установку, реализованную на основе агрегатов и узлов тормозной системы автомобиля КамАЗ-5320, и занялись поиском диагностических признаков, которые система самодиагностирования должна сообщать водителю. В результате им удалось обеспечить возможность практически абсолютной воспроизводимости тормозных моментов, действующих на колесах автомобиля с заданным нарастанием и периодичностью, а главное — выбранных условий его движения. (Последнее крайне важно, так как по-

Способ получения параметра процесса затормаживания колеса	Максимальное давление в тормозном механизме, МПа (кгс/см^2)	Максимальный тормозной момент, Н · м (кгс · м)	Амплитуда		Частота срабатывания АБС, Гц	Период динамической фазы, с
			давления в тормозном механизме, МПа (кгс/см^2)	тормозного момента, Н · м (кгс · м)		
Комплексная моделирующая установка	0,6 (6,0)	7360 (750)	0,49 (4,9)	5350 (545)	1,90	0,72
Эксперимент	0,52 (5,2)	6430 (65,5)	0,44 (4,4)	6430 (65,5)	1,83	0,78
Погрешность, %	13,4	13,6	10,2	16,8	3,70	7,7

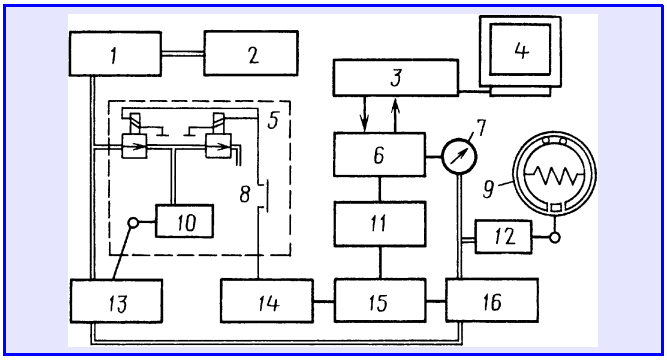


Рис. 1. Принципиальная схема комплексной моделирующей установки:

1 — ресивер; *2* — компрессор; *3* — персональный компьютер; *4* — монитор; *5* — приспособление, с помощью которого задаются величины усилия на тормозную педаль; *6* — устройство сопряжения объектов; *7* — датчик давления; *8* — кнопка управления; *9* — тормозной механизм; *10* — вспомогательная тормозная камера; *11* — усилитель; *12* — рабочая тормозная камера; *13* — тормозной кран; *14* — блок питания; *15* — блок управления; *16* — модулятор давления

зволяет выявить влияние неисправностей на рабочий процесс методом "сравнения состояний".)

Принципиальная схема созданной в ВолгГТУ комплексной моделирующей установки, использующей виртуально-физическую технологию моделирования, показана на рис. 1. Адекватность выполненной по данной схеме установки подтверждена результатами дорожных испытаний автомобиля КамАЗ-5320 с российско-украинской АБС (блок управления и датчики — производства КЗАМЭ, модуляторы — Полтавского автоагрегатного завода).

Результаты сравнения динамических характеристик процесса затормаживания и конечных величин интегральных параметров, в том числе периода динамической фазы и частоты функционирования АБС (в случае дорожного эксперимента — торможение на сухом асфальтобетоне), снаряженного автомобиля приведены в таблице. Из нее следует, что расхождения между данными, полученными с помощью комплексно-моделирующей установки и натурного эксперимента, не превышают 4—15 %. Причем для торможения на опорных поверхностях с различными сцепными свойствами (сухой и мокрый асфальтобетон) и при различной загрузке автомобиля — от нулевой (снаряженное состояние автомобиля) до максимальной.

Рассматриваемая установка состоит из двух функциональных блоков — персонального компьютера *3*, содержащего математическую модель шасси автомобиля, в которой взаимодействие колеса с опорной поверхностью задается в виде $\varphi(S)$-диаграмм, и через АЦП/ЦАП — физической модели, реализованной на основе агрегатов и узлов тормозной системы автомобиля КамАЗ (двухсекционный тормозной кран, пневмомагистрали, тормозной механизм, модулятор давления, агрегаты АБС, имитатор ноги водителя).

В ходе исследований связь стендовой части физической модели с компьютером *3* осуществлялась с помощью датчика *7* давления, который установлен перед рабочей тормозной камерой *12* и служит для преобразования давления воздуха в электрический сигнал. Последний с помощью аналогово-цифрового преобразователя устройства *6* сопряжения объектов, как обычно в таких случаях, преобразовывался из аналоговой формы в цифровую и поступал в персональный компьютер, который решал дифференциальные уравнения и уравнения связи, описывающие динамику затормаживания колеса.

На основе полученных расчетным путем значений угловой скорости формировался сигнал, который, проходя через выход устройства сопряжения, преобразовывался в импульсы и через усилитель *11* поступал на блок управления *15*, в котором реализован алгоритм, управляющий электромагнитными клапанами модулятора давления *16*.

Функционирование агрегатов установки и моделирование процесса торможения автомобиля с пневматическим приводом обеспечивал стационарный компрессор *2*, поддерживающий в заданных пределах давление воздуха в ресивере *1*.

Проведенные эксперименты позволили исследовать влияние на рабочий процесс зазора между парами трения в тормозном механизме, коэффициента трения тормозной накладки, гистерезиса тормозного механизма, времени срабатывания клапана модулятора, изменения порога настройки логического блока. В качестве примера того, что из этого получилось, на рис. 2 и 3 приведены зависимости динамических характеристик процесса торможения колеса автомобиля КамАЗ-5320 от изменения гистерезиса тормозного механизма.

Анализ полученных с помощью установки динамических характеристик, а также характера изменения среднереализованных значений основных параметров торможения дал возможность построить структурно-следственные схемы и на их основе разработать диагностические признаки изменения технического состояния тормозного механизма и его элементов. Пример такой схемы, предназначенной для диагностирования основных неисправностей тормозного механизма автомобиля с пневматиче-

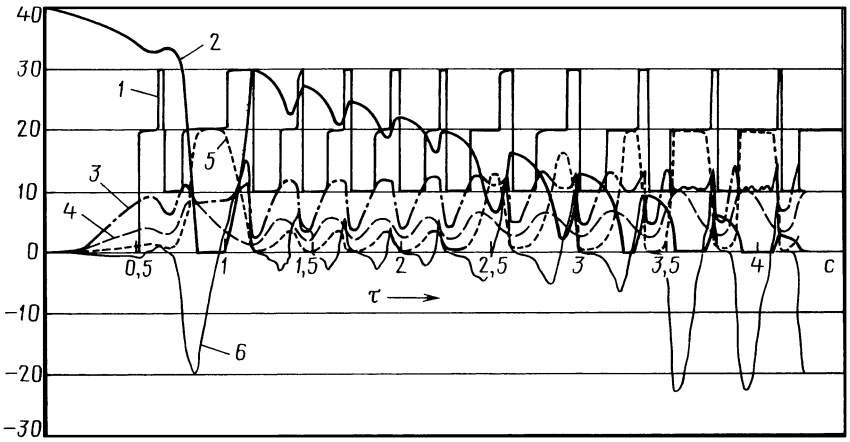


Рис. 2. Торможение снаряженного автомобиля КамАЗ-5320 на мокром асфальте при исправном тормозном механизме ($v_{т_{нач}}$ = 70 км/ч):

1 — режим работы АБС; *2* — угловая скорость колеса; *3* — коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью; *4* — тормозной момент; *5* — проскальзывание колеса; *6* — угловое замедление колеса

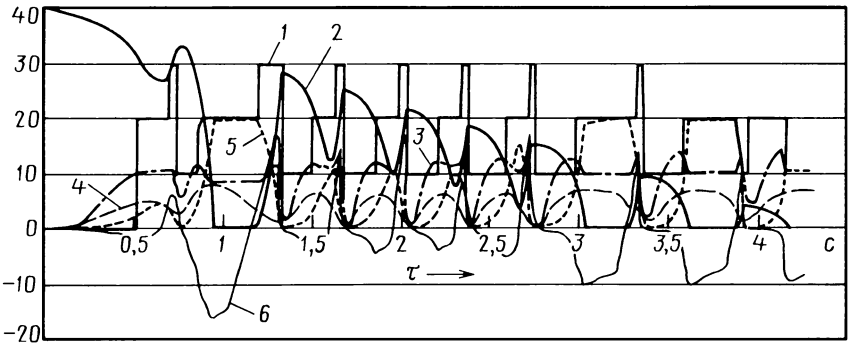


Рис. 3. Торможение снаряженного автомобиля КамАЗ-5320 на мокром асфальте при увеличении на 40 % гистерезиса тормозного механизма ($v_{т_{нач}}$ = 70 км/ч). Обозначения те же, что и на рис. 2

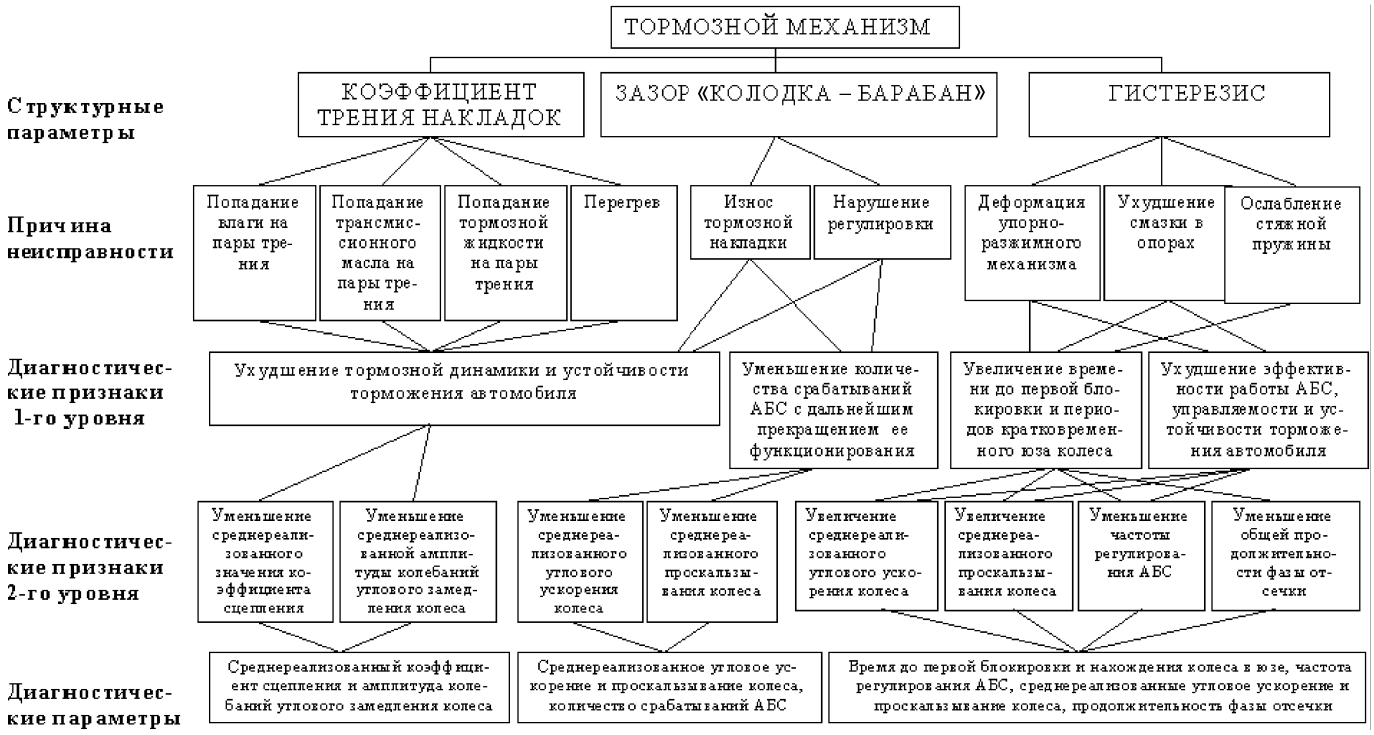


Рис. 4. Структурно-следственная схема диагностирования основных неисправностей пневматических тормозов автомобиля с АБС

ской тормозной системой, имеющей в своем составе АБС, показан на рис. 4. В комментариях он, думается, не нуждается.

Таким образом, разработанный в ВолгГТУ метод диагностирования пневматической тормозной системы с АБС, который основан на изменении динамики тормозного привода, работающего в циклическом режиме, и позволяет не только фиксировать отказы и неисправности элементов системы "тормозной привод—АБС" в блоке памяти компьютера, но и информировать водителя о наличии отклонений параметров технического состояния. Причем с определением предполагаемой локальной неисправности.

В российских специфических условиях, о которых сказано выше, — это решение многих проблем, с которыми встречается практика. В том числе таких, как эксплуатация (из-за неинформированности) неисправных АБС и настороженное отношение к последним со стороны владельцев грузовых АТС.

УДК 662.6/.8

Физико-химические показатели биотоплива и их влияние на характеристики дизеля

Канд. техн. наук В.Г. СЕМЕНОВ

НТУ "ХПИ"

Биотопливо — экологически чистый вид топлива, получаемый из жиров растительного и животного происхождения и используемый для замены нефтяного дизельного топлива. С химической точки зрения оно представляет собой смесь метиловых (этиловых) эфиров насыщенных и ненасыщенных жирных кислот. И, как следствие, по своим физико-химическим показателям существенно отличается от показателей традиционного дизельного топлива. Что хорошо видно из табл. 1, в которой приведены требования европейского стандарта EN 14214:2003 "Автомобильные топлива, метиловые эфиры жирных кислот (FAME) для дизельных двигателей. Требования и методы испытаний" и национального российского ГОСТ Р 52368—2005 "Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия".

Например, из таблицы следует, что у биотоплива повышенные, по сравнению с дизельным топливом, на 10 % плотность и в 1,5 раза кинематическая вязкость. Это способствует некоторому увеличению дальнобойности топливного факела и диаметра капель, что может привести к увеличенному попаданию биотоплива на стенки камеры сгорания и гильзы цилиндра. Но у него меньшие значения коэффициента сжимаемости, что увеличивает действительный угол опережения впрыскивания и максимальное давление в форсунке. Высокое (51 ед. и более) цетановое число способствует сокращению периода задержки воспламенения и менее "жесткой" работе дизе-

Таблица 1

Показатель	Значение показателя для	
	метиловых эфиров жидких кислот (стандарт EN 14214:2003)	дизельных топлив (ГОСТ Р 52368—2005)
Содержание эфира жирных кислот, % об.	⩾96,5	⩽5,0
Плотность при 288 К (15 °С), кг/м^3	860—900	820—845
Кинематическая вязкость при 313 К (40 °С), мм^2/с	3,5	2—4,5
Температура вспышки в закрытом тигле, К (°С)	393 (120)	328 (55)
Содержание серы, мг/кг	⩽10	I ⩽ 350; II ⩽ 50; III ⩽ 10
Коксуемость 10 % остатка, % масс.	⩽0,3	⩽0,3
Цетановое число	⩾51	⩾51
Зольность, % масс.	⩽0,02	⩽0,01
Содержание воды, мг/кг	⩽500	⩽200
Содержание механических примесей, мг/кг	⩽24	—
Общее загрязнение, мг/кг	—	24
Испытания на медной пластинке (3 ч при 323 К, или 50 °С)	Класс 1	Класс 1

Таблица 2

Составляющая или характеристика биотоплива	Действие	Неисправность
Метиловые эфиры жирных кислот	Высыхание, затвердевание и разрушение резиновых изделий; попадание в моторное масло	Течь топлива; более частая смена моторного масла
Свободный метанол	Коррозия алюминия и цинка	Коррозия топливной аппаратуры; низкая температура вспышки в закрытом сосуде
Свободная вода	Преобразование метиловых эфиров растительного масла в жирные кислоты; коррозия; увеличение электропроводности топлива; развитие микроорганизмов	Засорение фильтра; коррозия топливной аппаратуры
Свободный глицерин, моно- и диглицериды	Коррозия цветных металлов; образование осадка на движущихся частях и на лакокрасочных покрытиях	Засорение фильтров, сопел топливных форсунок
Свободные жирные и высокомолекулярные кислоты	Образование электролита и ускорение коррозии цинка; образование солей органических кислот и органических соединений	Коррозия топливной аппаратуры; засорение фильтра; отложение осадка на деталях
Твердые частицы	Ухудшение смазочных способностей топлива	Снижение ресурса топливной аппаратуры
Муравьиная и уксусная кислоты	Коррозия всех металлических частей	Коррозия топливной аппаратуры
Продукты полимеризации	Отложение осадков, особенно в смесевых топливах	Засорение фильтра
Фосфор	Отравление нейтрализаторов и катализаторов системы выпуска отработавших газов	Выход из строя, снижение уровня экологической безопасности отработавших газов дизеля
Увеличенная плотность топлива	Повышение давления впрыскивания	Уменьшение ресурса топливной аппаратуры
Бóльшая вязкость при низкой температуре	Более жесткие условия работы ТНВД; повышенный износ деталей	Повышенный износ деталей ТНВД; ухудшение показателей впрыскивания топлива; необходимость применения депрессорных присадок

ля. Повышенная почти в 3 раза температура вспышки в закрытом тигле делает биотопливо более пожаробезопасным. Кислород (~10 %) в молекуле метилового эфира интенсифицирует процесс сгорания, но и дает более высокую температуру в цилиндре дизеля, что, с одной стороны, способствует повышению индикаторного и эффективного КПД дизеля, а с другой — росту содержания оксидов азота в отработавших газах. Однако в молекуле биотоплива меньше (на ~77 %) углерода, поэтому его низшая теплота тоже меньше (на 13—15 %), что увеличивает его часовой и удельный эффективный расходы. Поэтому для сохранения номинальных параметров дизеля при его переводе на биотопливо требуется перерегулировка топливной аппаратуры (упор рейки топливного насоса высокого давления переустанавливать на увеличение цикловой подачи). Биотопливо позволяет снизить выбросы вредных веществ с отработавшими газами. В частности, у дизелей с вихревой камерой (предкамерой) выброс монооксида углерода уменьшается на 12 %, углеводородов — на 35, твердых частиц — на 36 и сажи — на 50 %. У дизелей с непосредственным впрыскиванием эти показатели чуть хуже: 10, 10, 24 и 52 %. Что касается некоторого увеличения выбросов оксидов азота, то его можно компенсировать путем уменьшения действительного угла опережения впрыскивания топлива, рециркуляции отработавших газов, подачи воды на впуск.

При эксплуатации дизелей на биотопливе необходимо обратить внимание на следующее.

Перед ее началом нужно промыть фильтры грубой и тонкой очистки топлива, заменить шланги и прокладки в топливных магистралях на изготовленные из устойчивого к биотопливу материала: топливо более агрессивно по отношению к резине.

В ходе эксплуатации чаще менять моторное масло, поскольку возможно его разжижение биотопливом.

Иметь в виду, что дизель, работающий на биотопливе, при холодном пуске шумит и дымит сильнее, чем при работе на дизельном топливе, а при пониженных температурах в него требуется добавлять депрессорные присадки.

Биотопливо гигроскопичней дизельного топлива, поэтому контролировать содержание воды в нем следует особенно тщательно. Иначе избежать опасности развития микроорганизмов, образования перекисей и коррозионного воздействия воды, в том числе и на элементы топливной аппаратуры, весьма трудно.

Возможные неисправности дизеля, топливной аппаратуры и его систем при работе на биотопливе приведены в табл. 2.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 620.184.6

Теория фракталов и решение прикладных инженерных задач на ее основе

О.В. САВОСТЬЯНОВА

МГТУ "МАМИ"

Эксплуатационные свойства тягово-транспортных машин, особенно такие, как средняя скорость движения, топливная экономичность, маневренность, простота управления, во многом зависят от надежности деталей и агрегатов их трансмиссии. Кроме того, конструкция трансмиссии и ее отдельные компоненты должны представлять собой максимально надежное решение с точки зрения срока службы, динамики, вибрации и акустики при функционировании в критических условиях. Наконец, отработанность конструкции и качество изготовления агрегатов должны быть на таком уровне, чтобы обслуживание в эксплуатации можно было свести к периодическому контролю и уходу за системой их смазки, а регулировочные работы — к минимуму.

Так должно быть. Однако на практике дела обстоят, к сожалению, несколько иначе. Например, у гусеничных машин, по данным ГОСНИТИ, в условиях рядовой эксплуатации 25 % всех отказов приходится именно на трансмиссии. Причем значительная (53,4 %) часть ее отказов

обусловлена большими нагрузками, недостаточной смазкой, загрязненностью (кварцевая пыль) рабочей среды, высокими температурами в зоне трения и др., т. е. связана с интенсивным изнашиванием пар трения и их элементов. Причем самых разных. (Например, опыт эксплуатации гусеничных машин показывает, что самое слабое место трансмиссий с точки зрения износостойкости — накладки ведомых дисков однодисковых главных фрикционов). Не отличаются высокой надежностью и синхронизаторы в коробке передач, причем даже обработанные методом МДА.

Но изнашивание любой детали есть повреждение ее поверхностного слоя, и борьба с ним должна идти именно через исследование поверхностного слоя деталей.

Большинство специалистов прекрасно это понимают. И, надо сказать, сделано в данном направлении немало. В частности, разработаны и даже стандартизированы (ГОСТ 2789—73) параметры, определяющие качество поверхностей. Их два: шероховатость и физико-механические свойства поверхностного слоя. Более того, выделено пять основных моделей шероховатости поверхности, наблюдающиеся в механическом контакте. В том числе шероховатости, представленные: случайным полем; неровностями одинаковой формы, закон распределения выступов которых может быть любым из известных; неровностями одинаковой формы, закон распределения выступов которых выбирается на основе опорной кривой профиля (поверхности), представленной параболой; структурно неорганизованными поверхностями неровностей самоподобной формы и случайных размеров, закон распределения выступов которых выбирается на основе опорной кривой профиля (поверхности), представленной отношением неполной бета-функции к полной; суперпозицией самоподобных косинусоид с геометрическим увеличением частот (фрактальная модель шероховатости).

Специалисты едины и в том, что физико-механические свойства поверхностного слоя тесно связаны с его структурой, способность которой адаптироваться к изменяющимся внешним условиям определяет механическое поведение материалов под нагрузкой, в том числе при трении. Причем для описания таких свойств они все чаще и все более успешно используют инженерные приложения теории фракталов, связанные с применением концепции симметрии фрактальных структур (Ф-симметрии) и эффекта

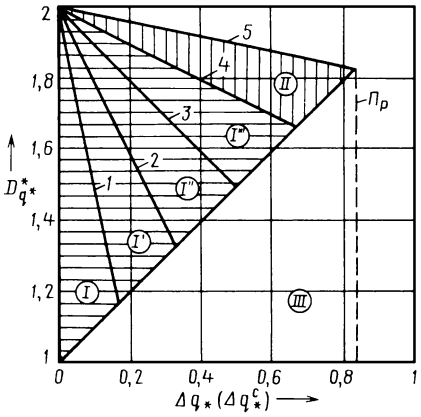


Рис. 1. Фрактальная карта адаптивности структуры металлов и сплавов к нарушению устойчивости симметрии при пластической деформации:

I — упругая деформация (обратимая поврежденность — область адаптации); I′ — квазиупругая деформация; I″ — упругопластическая деформация; I‴ — пластическая деформация; II — деградация (перколяция — Пр); III — необратимая поврежденность

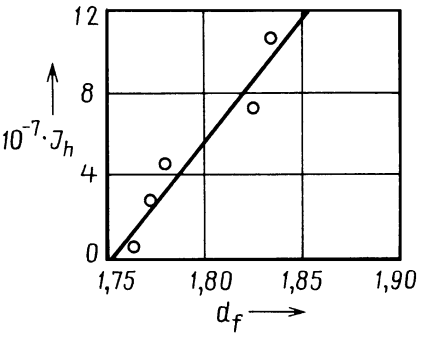


Рис. 2. Зависимости интенсивности изнашивания МДО-покрытия синхронизатора от фрактальной размерности

зарождения мультифрактальных структур как результата нарушения Ф-симметрии.

Это, в общем-то, вполне объяснимо. Ведь нарушение Ф-симметрии обусловлено исключительно внешним воздействием, которое "запоминается" структурой в виде специфических структур — мультифракталов. Отсюда напрашивается вывод: мультифрактальная параметризация структур материалов, подвергаемых различным видам воздействия, — по сути, прямой метод определения адаптивных свойств структуры.

Так, чтобы оптимизировать структуры для конкретных (заданных) условий работы, достаточно сформировать фрактальную карту адаптивности структуры материала к нарушению устойчивости симметрии. Пример такой карты для металлов и сплавов при пластической их деформации приведен на рис. 1.

Как видим, она представляет собой зависимости $D^*_{q_*}$ от $\Delta q_*(\Delta q^c_*)$, где $D^*_{q_*}$ — критическое значение, отвечающее выражению мильтифрактала при достижении максимального нарушения Ф-симметрии; Δq_* — мера упорядоченности структуры для кононического спектра; Δq^c_* — предельное значение меры упорядоченности для следующих вариантов внешних воздействий: в процессах упругой (прямая *1*), квазиупругой (прямая *2*), упруго-пластической (прямая *3*), пластической (прямая *4*) деформаций материала и его разрушения на мезо- (зона II под кривой *5*) и макроуровне (зона III) в условиях подобия контролирующего механизма потери устойчивости. Наклонные линии (*1—5*) характеризуют границы реализации контролирующего механизма деформации.

Для определения параметров механических свойств поверхностей детали трансмиссии был взят конусный синхронизатор коробки передач, который, как известно, имеет наилучшую корреляцию с интенсивностью изнашивания J_h. Причем синхронизатор с МДО-покрытием, которое в последнее время считается одним из наиболее перспективных способов повышения износостойкости деталей.

В ходе работ проведены металлографические исследования покрытия, изучена его структура, рельеф, рыхлость и сплошность, причем фрактальная размерность d_f образцов определялась методом островов-срезов. В итоге оказалось, что зависимость интенсивности J_h изнашивания покрытия от фрактальной размерности d_f выступов шероховатости близка к линейной (рис. 2).

Таким образом, критерий изнашивания на основе геометрического показателя — фрактальной размерности d_f, может быть использован для оценки интенсивности изнашивания МДО-покрытий и прогнозирования их износостойкости. Фракталы позволяют не только описать шероховатость поверхности, но и связать ее со структурой материала и определить оптимальные параметры упрочнения поверхностного слоя при различных условиях, т. е. дают возможность управлять процессом формирования характеристик поверхностных слоев, а следовательно, и эксплуатационными свойствами деталей и изделия в целом.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

УДК 574.001.57

Моделирование экологии города как единой дорожно-транспортной системы

Канд. техн. наук М.В. КОРОТКОВ

Оренбургский ГУ

Как известно, основные источники выбросов вредных веществ в атмосферу промышленного города — автотранспортные средства, движущиеся по его улицам, а также промышленные предприятия, расположенные на его территории. Причем и те, и другие обладают своими специфическими особенностями.

Так, автомобильный транспорт представляет собой передвижной, линейный, наземный и непрерывно действующий источник выбросов в воздух примесей переменной мощностью. И выбросов особенно опасных уже потому, что они происходят на небольшой ($h < 1$ м) высоте. Кроме того, формируются не только при работе автомобильных двигателей (комплекс токсичных веществ — продуктов сгорания топлива), но и при взаимодействии автомобиля с дорожной поверхностью, в результате которого образуется пыль и аэрозоль. В итоге автомобильный транспорт выбрасывает в атмосферу более 200 различных токсичных веществ, масса которых зависит от многих факторов, характеризующих состояние как самих автомобилей, так и дорожных покрытий.

Промышленные предприятия — стационарный источник загрязнения воздушной среды в городе. То есть их выбросы в атмосферу происходят в одном месте и на большой ($h > 10$ м) высоте. Это приводит к тому, что содержащиеся в них вещества распространяются на одни и те же зоны (территории), которые, накладываясь друг на друга, образуют области устойчивых загрязнений в промышленных районах города, распространяются на высоту 150 м и более и содержат, в зависимости от специфики производства, в своем составе главным образом сернистый газ, оксиды азота, монооксиды углерода, углерод (сажу), фенол и многие другие вещества.

Для характеристики экологической опасности выбросов от автотранспорта предлагается использовать критерий, называемый категорией опасности улицы (*КОУ*), который представляет собой сумму категорий опасности отработавших газов автотранспортных средств (*КОАТ*) и пылевых потоков, образующихся при взаимодействии АТС с дорожной поверхностью (*КОД*), т. е. формулу № 1 (см. таблицу).

Учитывая то, что автомобильный транспорт не является отдельным источником вредных выбросов, а формирует загрязнение суммой выбросов многих подвижных источников, его экологическую опасность можно представить в виде суммы экологических опасностей всех автомобилей, движущихся по рассматриваемой территории улицы, т. е. вычислять по формуле № 2.

В свою очередь, входящая в данную формулу категория опасности отдельного автомобиля ($КОА_j$) определяется через суммарную массу выбросов вредных веществ в атмосферу, приведенную к одному классу опасности, т. е. по формуле № 3.

Что касается выбросов пыли из-за взаимодействия автомобиля и дороги, то количественно их можно описать через категорию опасности дороги (*КОД*), которая рассчитывается по формуле № 4.

Достоинством такого подхода является то, что $КОА_j$ представляет собой суммарный показатель опасности всех вредных примесей в отработавших газах автомобиля, $КОВ_j$ интегрирует в себе одновременно две экологические характеристики химически опасных веществ — количество выбросов и их токсичность, а *КОВ* позволяет сравнивать между собой и суммировать опасности отработавших газов (передвижных источников) и пылевых потоков от дорожного полотна.

Все рассмотренные выше категории опасности имеют размерность "м^3/с", показывающую некий виртуальный объем среды (в нашем случае — атмосферного воздуха), в котором вредное вещество, генерируемое с заданной объемной скоростью, может раствориться в этой среде до неопасных концентраций. Откуда следует, что улицу любого города можно представить как протяженный источник выбросов отработавших газов и пыли, причем количество выбросов будет зависеть от числа автомобилей и типов установленных на них двигателей, а также пылеобразующей способности дороги. Иначе говоря, формулы № 1—4 позволяют оценить экологическую опасность пылегазовых выбросов в атмосферу от автотранспорта в процессе его эксплуатации на урбанизированной территории.

Для интегральной оценки экологической опасности выбросов вредных веществ стационарными источниками загрязнения атмосферы предлагается использовать категорию опасности предприятия (*КОП*), которая учитывает суммарную

№ формулы	Формула	Примечания
1	$КОУ = КОАТ + КОД$	—
2	$КОАТ = \sum_{j=1}^{k} КОА_j$	n — число автомобилей в транспортном потоке улицы; $КОА_j$ — категория опасности автомобиля j-го типа
3	$КОА_j = \sum_{i=1}^{k} КОВ_i = \sum_{i=1}^{k} \frac{M_i}{ПДК_i}$	$КОВ_i$ — категория опасности j-го автомобиля; k — количество вредных веществ в отработавших газах автомобиля; M_i — количество выбросов i-го вредного вещества в атмосферу; $ПДК_i$ — предельно-допустимая концентрация i-го вредного вещества в отработавших газах
4	$КОД = \frac{M_п}{ПДК_п} = \frac{C_п V_с}{ПДК_п}$	$M_п$ — количество пыли в атмосфере улицы; $ПДК_п$ — среднесуточная предельно-допустимая концентрация пыли в атмосфере улицы; $C_п$ — фактическая концентрация пыли в атмосфере; $V_с$ — объем среды, в которой рассеяна пыль
5	$КОГ = \Sigma КОА + \Sigma КОД + \Sigma КОП$	—
6	$E = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{C_i V_с}{ПДК_i t}\right) = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{ПДК_i V_с}{ПДК_i t}\right) = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{V_с}{t}\right)$	t — время рассеивания или поглощения средой вредных примесей
7	$K_{атм} = \frac{КОГ}{E}$	—

массу выбросов вредных веществ в атмосферу от предприятий, приведенную к одному классу опасности, и рассчитывается по той же формуле № 3.

Таким образом, используя уравнения № 1—4, можно судить о совокупной экологической опасности для человека, формируемой всеми выбрасываемыми в атмосферу промышленного города вредными веществами. Критерий, позволяющий это сделать, — категория опасности совокупного источника выбросов вредных веществ в городе (*КОГ*), подсчитываемая по формуле № 5.

Однако такая оценка описывает город только лишь как источник выбросов вредных веществ в атмосферу, а не как экотехническую систему, которой он является.

Чтобы заполнить данный пробел, необходимо применить понятие "устойчивость", под которой понимается способность территории (а точнее, ее элементов), испытывая внешнее воздействие, продолжать выполнять свои функции. Поэтому оценка состояния городского воздушного бассейна должна включать определение потенциальной опасности его загрязнения в зависимости от природно-климатических факторов конкретной территории города, определяющих способность атмосферы рассеивать или выводить вредные примеси. То есть должны учитываться физико-географические особенности местности ("роза" ветров, рельеф, количество осадков и т. д.), а также процессы, протекающие в атмосфере (характер турбулентного обмена, скорость ветра, образование туманов и др.) в различных метеорологических ситуациях.

Исходя из этих соображений для оценки способности исследуемой территории к рассеиванию и поглощению примесей в атмосфере предлагается использовать критерий "экологическая емкость" приземного слоя атмосферы исследуемой территории для различных метеорологических ситуаций, что представляет собой виртуальную экологическую опасность, создаваемую всеми вредными (химически опасными) веществами при условии, что их концентрация в воздушной среде не превышает предельнодопустимых величин ($C_{пр} \leqslant ПДК$), а для граничного случая она равна объему атмосферы, в котором рассеяны примеси до безопасных для человека концентраций $C_{пр}$ ($C_{пр} = ПДК$).

Экологическая емкость E воздушной среды урбанизированной территории определяется по формуле № 6.

Расчеты по данной формуле, очевидно, целесообразно проводить для наиболее выраженных природно-климатических явлений, оказывающих значимое влияние на уровень загрязнения атмосферы (ветер, продолжительный штиль и осадки), корректируя их в зависимости от характера распространения примеси в среде в той или иной климатической ситуации.

Если, далее, выполнить чисто математическое действие, разделить формулу № 5 на формулу № 6, можно получить формулу № 7 — критерий $K_{атм}$ качества атмосферы, который наиболее полно коррелируется со здоровьем населения на урбанизированной территории, т. е. критерий, по изменениям которого давать прогноз и картирование этой территории по экологическому благополучию среды. Очевидно: если $K_{атм} < 1$, то город экологически вполне благополучен; если $K_{атм} = 1$, то он находится на грани "срыва"; если $K_{атм} > 1$ — его среда уже не способна к самовосстановлению.

Из всего сказанного следует, что территорию любого современного города можно и нужно рассматривать как единую дорожно-транспортную систему, основным элементом которой выступает улица, служащая автомобильной дорогой. И одновременно основным элементом жилищного массива. То есть она представляет собой то звено системы "город", в которой интересы человека — живого организма — пересекаются с интересами человека — социального объекта. Причем атмосфера улицы выступает той средой, через которую взаимодействуют техногенная и квазиприродная (созданная человеком, его действиями) среды. Следовательно, в модель города нужно вводить граничные условия, которые задаются требованиями экологической безопасности человека. Другими словами, для обеспечения экологически безопасного проживания людей на урбанизированной территории должно выполняться следующее условие: экологическая опасность выбросов вредных веществ, сопровождающих любую деятельность человека, не должна превышать опасность, которую данная воздушная среда способна нейтрализовать.

УДК 621.436

Метод безразборной оценки технического состояния пары "шатунная шейка—шатунный вкладыш"

Д-р техн. наук И.К. ДАНИЛОВ

Саратовский ГТУ

ОАО "КамАЗ—Дизель" выпускает широкую гамму дизелей для автомобилей, автобусов, тракторов и комбайнов. В нее входят КамАЗ-740.11-240, КамАЗ-740.13-260, КамАЗ-740.30-260, КамАЗ-740.56-320, КамАЗ-740.50-360, КамАЗ-5297-1000250, КамАЗ-13УНБ-1000110-94, КамАЗ-740.12-210, КамАЗ-740.12-240, КамАЗ-140.02-180. Все они пользуются успехом у потребителя, но, к сожалению, имеют один общий недостаток: нередко выходят из строя из-за наличия предельных зазоров в шатунных подшипниках. Что, очевидно, свидетельствуют о существовании аномалий в условиях смазки этих подшипников. Поэтому в Саратовском ГТУ попытались аналитически описать взаимосвязь параметров масла с толщиной масляного слоя в данных подшипниках и таким способом решить как минимум три задачи. Во-первых, расчетом подтвердить наличие таких аномалий; во-вторых, определить режимы дизелей, где эти аномалии проявляются; в-третьих, найти способы устранения.

Для этого с помощью разработанного в ГТУ устройства (пат. № 31664, РФ) выполнили безразборную оценку технического состояния дизелей различных модификаций. Ее суть — измерение зазоров и толщины масляного слоя в шатунных подшипниках при их холодном состоянии, поскольку температурный режим подшипников на толщине вкладышей практически не сказывается. В этом легко убедиться с помощью простых расчетов.

Так, расход Q масла через торцы подшипника базового ДВС КамАЗ-740 дает формула № 1 (табл. 1). Учитывая, что для этого двигателя $\psi = 0{,}002$; $\omega = 88{,}967$ град. п.к.в./с; $l = 0{,}05$ м; $d = 0{,}08$ м; $g = 0{,}148$ (рекомендация), а вода — изготовителя, получаем: $Q = 42{,}4 \cdot 10^{-7}$ м^3/с.

Теплота P_1, переносимая маслом, для того же базового ДВС подсчитывается по формуле № 2. Для дизельных масел $c = 1{,}72 \cdot 10^6$ Дж/(м$^3 \cdot$°С). Откуда: $\Delta t = P_1/cQ = 20$ °С.

Удлинение Δl вкладыша рассматриваемого ДВС по окружности равно 0,094 мм, по ширине (Δb) — 0,035 мм, а по толщине Δh — определяется по формуле № 3. При $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ м/°С и $h = 2{,}46$ мм получаем: $\Delta h = 0{,}00059$ мм.

Подсчитанные по этим формулам значения расхода масла, переносимой им теплоты и утолщения шатунных вкладышей модификаций ДВС КамАЗ приведены в табл. 2.

Как видим, утолщение Δh вкладыша при работе прогретых дизелей на диагностируемой ($n = 850$ мин$^{-1}$) частоте вращения коленчатого вала, действительно, на результаты измерения зазоров практически не влияет. То же самое можно сказать и о других деталях КШМ.

Для расчета режимов выборки суммарных зазоров в КШМ и толщины масляного слоя в шатунных подшипниках дизелей КамАЗ различных модификаций рассмотрим условия существования движения шатунно-поршневой группы относительно

шеек коленчатого вала, обусловленные наличием масляного слоя и зазорами в КШМ.

С ростом частоты вращения коленчатого вала увеличивается инерционная сила $F_и$ пропорционально квадрату этой частоты. Возрастают также силы, направленные против нее — демпфирующая (газовая) $F_д$, механических потерь на трение ($F_м$) и гидравлическая ($F_г$). При определенной частоте зазоры в нижней и верхней головке шатуна выбираются, перемещение шатуна прекращается. Например, у базового КамАЗ-740 эта частота составляет 850 мин$^{-1}$. Поэтому именно на данной частоте и проводили силовой расчет в условиях отсутствия сгорания, причем на двух нагрузочных режимах — при герметичной камере сгорания и при дросселировании газов через отверстие в форсунке.

Таблица 1

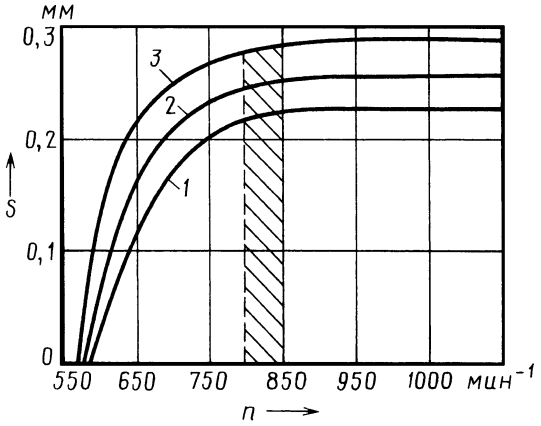
№ формулы	Формула	Примечания
1	$Q = 0{,}5\psi\omega l d^2 q$	ψ — коэффициент, определяющий посадку шейки в подшипнике (коэффициент посадки шейки) вала; ω — угловая скорость кривошипа; l — длина шатунного вкладыша; d — внутренний диаметр подшипника; q — коэффициент истечения масла из подшипника
2	$P_1 = cQ\Delta t$	c — объемная теплоемкость масла; Δt — разность температур масла на входе и выходе из подшипника
3	$\Delta h = \alpha h \Delta t$	α— коэффициент расширения материала вкладышей
4	$F_и = m\omega^2 R(1 + \lambda)$	m — масса движущихся деталей КШП; R — радиус кривошипа; λ — отношения радиуса кривошипа к длине шатуна
5	$F_д = p_g S_п$	p_g— давление в цилиндрах в конце такта сжатия; $S_п$ — площадь поршня
6	$F_м = p_м S = (0{,}8 + 0{,}17\bar{v}_п)ПНД$	$p_м$ — давление, эквивалентное механическим потерям; S — площадь поверхности трения; $\bar{v}_п$ — средняя скорость поршня; $П$ — высота поршня; $Д$ — диаметр гильзы цилиндра; $Н$ — ход поршня
7	$F_г = pld$	p — давление масла в подшипнике

Таблица 2

Параметр	Значения параметров дизелей			
	КамАЗ-740.11-240	КамАЗ-740.13-260	КамАЗ-740.56-320	КамАЗ-740.50-360
Q, м^3/с	0,0000053	0,0000074	0,0000096	0,0000113
P_1, Дж	24	31	43	59
Δh, мм	0,00072	0,00085	0,00091	0,00098

Таблица 3

Сила	Дополнительное перемещение поршня, мм			
	КамАЗ-740.11-240	КамАЗ-740.13-260	КамАЗ-740.56-320	КамАЗ-740.50-360
$F_м$	7,62	9,34	12,43	16,85
$F_д$	39,18	49,46	65,16	78,76
$F_г$	6,87	10,85	13,41	17,81
$F_и$	48,21	63,52	83,82	86,74



Зависимость перемещения поршня в ВМТ от частоты вращения коленчатого вала дизелей КамАЗ различных модификаций:
1 — КамАЗ-740.11-240; *2* — КамАЗ-740.13-260; *3* — КамАЗ-740.56-320

Силы, действующие на поршень в ВМТ при отсутствии воспламенения, это, как сказано выше, силы инерции I и II порядков, которые подсчитываются по формуле № 4; для подсчета демпфирующей силы $F_д$, создаваемой давлением воздуха на такте сжатия, предназначена формула № 5; силы $F_м$ механических потерь на трение — формула № 6; а гидравлической силы $F_г$ слоя масла в шатунном подшипнике — формула № 7.

Расчет названных сил для дизелей КамАЗ-740 дал следующие результаты: $F_и$ = 35,3 кН (3,6 тс), $F_г$ = 0,48÷1,44 кН (0,05÷0,15 тс) при давлении в системе смазки от 0,1 до 0,3 МПа (от 1 до 3 кгс/см^2); $F_м$ = 5,87 кН (0,6 тс); $F_д$ = 29,4 кН, или 3 тс (без дросселирования, при давлении конца такта сжатия 2,6 МПа). При этом $(F_м + F_д + F_г) > F_и$ на величину, меньшую $F_г$.

Поэтому шатунно-поршневая группа в ВМТ перемещается на величину зазоров в сопряжениях, но не выдавливает масляную пленку. Именно тогда и нужно измерять суммарный зазор в КШМ без учета толщины масляного слоя.

При наличии дросселирования через отверстие диаметром 4 мм $F'_д$ составляет 26,67 кН (2,7 тс). При этом сумма сил $(F_г + F_м + F'_д) < F_и$ на 1,32 кН (0,13 тс). То есть неизбежно выдавливание масляного слоя уже при давлении масла в подшипнике, равном 0,075 МПа (5,75 кгс/см^2).

Результаты расчета и экспериментальной оценки перечисленных сил при наличии дросселирования приведены в табл. 3.

Все эти силы, естественно, действуют в надпоршневом пространстве и вызывают соответствующие перемещения S поршня. Их величины в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и модификации дизеля КамАЗ иллюстрирует рисунок. Как из него видно, у всех модификаций при частоте вращения коленчатого вала 850 мин$^{-1}$ имеет место полная выборка зазоров и масляного слоя в шатунных подшипниках. Из-за чего и упоминавшийся в начале статьи выход ДВС из строя.

Таким образом, тепловой и силовой расчеты, а также экспериментальные исследования показали теоретическую и практическую возможности измерения суммарных зазоров в КШМ и толщины масляного слоя в шатунных подшипниках работающего ДВС различных модификаций. Это обстоятельство особенно важно, так как дает реальную картину технического состояния сопряжений КШМ, на основе которой можно принять обоснованные решения о необходимых технических воздействиях, позволяющих восстановить работоспособность ДВС.

Причем делается это по результатам измерений положения поршня при n = 850 мин$^{-1}$ при герметичной и разгерметизированной камере сгорания. То есть довольно просто.

УДК 629.113/.115

Иномарки в России: факты и тенденции

В.В. ФЕСЕНКО

ИПК Госслужбы при Президенте РФ

Основными лидерами мирового автомобильного рынка всегда считались фирмы США и Японии. Однако в последнее время происходит стремительное развитие китайского автопрома, что создает реальную угрозу крупнейшим мировым концернам. Например, "Дженерал Моторс" сообщает, что в 2005 г. на американском рынке объем продаж его автомобилей снизился на 24 %, а убытки в первом полугодии того же года составили 2,5 млрд долл. Не лучше обстоят дела у фирмы "Форд", продажи автомобилей которой в сентябре 2005 г. только в США снизились на 20 %. Это очень серьезно, если учесть, что американский рынок поглощает до 95 % произведенной в США продукции автомобилестроения.

"Крайслер" также испытывает трудности со сбытом своих автомобилей в США, но этот концерн нашел оригинальный выход из сложившейся ситуации: он начал продавать дешевые автомобили китайской фирмы "Черри" под маркой "Додж". И если китайцы смогут обеспечить приемлемый уровень качества, то такое сотрудничество поможет им пробить дорогу на американский рынок и вернет "Крайслер" в прибыльную зону.

Возникает вопрос: почему так происходит? Многие специалисты считают: виной всему — резкое подорожание бензина, вызванное пронесшимися в сентябре 2000 г. один за другим над Мексиканским заливом и южными штатами США ураганами "Катрина" и "Рита". На этом фоне неэкономичные американские автомобили серьезно уступают потребляющим гораздо меньше топлива японским и корейским АТС. Кроме того, интерес американцев к большим автомобилям, таким, как джипы, пикапы и микроавтобусы, заметно снизился. В итоге автомобильная промышленность США серьезно проигрывает своим конкурентам из Азии. Прежде всего японским и корейским. Так, согласно последним данным, третий квартал 2006 г. стал для японской "Тойоты" рекордным: только в сентябре число проданных ею автомобилей выросло на 10 %. У "Ниссан" данный показатель увеличился даже на 16 %, а у "Хонды" — на 12 %.

Такой успех не случаен. В Токио разработана достаточно стройная программа развития собственной автомобильной промышленности, которая работает в двух направлениях — удовлетворение растущих потребностей чрезвычайно требовательного и в высшей степени емкого внутреннего рынка и сотрудничество с ведущими фирмами других шести великих держав мира — США, Германии, Италии, Франции, Великобритании и Швеции. Причем второе преследует далеко идущую цель — внедрение японских фирм на производственные площади всего мира. И надо сказать, небезуспешное. Например, "Тойота" завоевала американцев своими "Лексусами"; "Хонду" собирают в Огайо и Канаде; "Мазду" — в Мичигане; "Судзуки" — в Венгрии; "Ниссан" — в Испании. "Хонда", "Тойота", "Ниссан" — так или иначе стали частью межнациональных автомобильных концернов, имеющих, как правило, американские и немецкие корни, и они уже направили свои взгляды в Китай, считая, что будущее — там. Причина банальна: сегодня эти фирмы (и не только они) стремятся снизить свои производственные издержки, в связи с чем выносят производство в страны с низкой себестоимостью рабочей силы.

На волне этой тенденции стремительно растет производство автомобилей в Китае (четвертое после США, Японии и Германии место в мире по итогам 2004 г.). Но уже сегодня автомобилестроители Китая вынашивают амбициозные планы продвижения своей продукции, особенно легковых АТС, на мировые рынки — в США, Европу и, конечно, в Россию, потому что объем рынка легковых автомобилей в России в 2004 г. составил 1,625 млн шт., в 2005 г. — уже 1,72 млн, а в 2006 г. — 2,06 млн. Причем в 2006 г. продажи иномарок в России достигли 1 008 826 шт., т. е. 49 % общего объема продаж. Сокращение продаж импортных иномарок произошло лишь в одном сегменте — подержанных: их сбыт составил 260 тыс., что на 19 % меньше, чем в 2005 г. Отечественные производители по итогам 2006 г. продали ~800 тыс. новых АТС. Правда, крупнейший российский автомобилестроитель, ВАЗ, увеличил выпуск на 6,1 %, т. е. довел его до 765,6 тыс. автомобилей. Однако данное увеличение оказалось совершенно неоправданным — не вызванным ростом спроса. В результате, к концу 2006 г. на ВАЗе произошло большое (на ~100 тыс. ед.) затоваривание. И это на фоне того, что впервые в России в 2006 г. объем продаж новых автомобилей чисто зарубежного и организованного в нашей стране производства превысил продажи отечественных автомобилей. То есть наметилась устойчивая тенденция перераспределения долей российского рынка в сторону увеличения сбыта иномарок, в том числе изготовленных на территории России. Десятку сильнейших участников нашего рынка легковых автомобилей составляют "Хёндай", "Шевроле", "Тойота", "Форд", "Мицубиси", "Дэу", "Ниссан", КИА и "Мазда".

Таким образом, получается, что в настоящее время российское автомобилестроение — одна из наиболее динамично развивающихся отраслей экономики: за последние три года объем производства возрос на 27 %. В дальнейшем, как предполагается, он будет повышаться примерно на 8—10 % в год, причем это рост продолжится именно за счет производства и сборки зарубежных АТС. В итоге, согласно прогнозам экспертов, рост локализации производства зарубежных автомобилей в нашей стране в течение следующих семи лет может составить 375 %. Да и сегодня картина получается довольно любопытной: в России работает целый ряд автомобильных производств иностранных фирм. Это "Форд" во Всеволожске (Ленинградская область), выпускающий модель "Фокус-2"; ЗАО "Автотор" в Калининградской области собирает автомобили БМВ, "Хаммер", "Шевроле", "Кадиллак", КИА, "Чери"; совместное предприятие "Автофрамос" в Москве на бывших "москвичовских" площадях занимается производством "Рено". Обратили внимание на нашу страну и корейцы: фирма "Сан Вонг" на площадях, принадлежащих ОАО "Завод микролитражных автомобилей" в Набережных Челнах, собирает джипы, ТагАЗ в Ростовской области — автомобили "Хёндай"; в Удмуртии с конвейера сходят "КИА Спектра". Есть еще "Дженерал Моторс-ВАЗ", который собирает "Шеви-Ниву" и немного перелицованную "Опель Астру" предыдущего поколения под названием "Шевроле Вива". Представлены у нас и итальянцы: в 2006 г. начато производство автомобилей ФИАТ.

Еще больше планов на перспективу. Уже строит автозавод "Тойота" (Шушары Ленинградской области); под Калугой заложен первый камень в основание производства "Фольксвагенов", где, кроме них, будут собирать и автомобили "Шкода". Существуют планы прихода в Россию и у компании "Ауди", однако пока немецкие специалисты не могут продумать методику локализации производства в течение 30 месяцев. (По российскому законодательству именно за этот срок необходимо перейти от крупноузловой к мелкоузловой сборке, что и является большой проблемой: иностранные фирмы не доверяют и, надо отметить, вполне справедливо, качеству отечественных комплектующих.) Думают об открытии сборочных производств на нашей территории "Ниссан" и "ДаймлерКрайслер". (Последний в качестве площадки для сборки рассматривает ГАЗ, где планируется выпускать автомобиль на платформе "Крайслер Сибринг", а японцы летом 2007 г. собирались начать строительство завода в Ленинградской области. Фирма "ПСА Пежо Ситроен" считает Нижегородскую область одним из регионов, где возможно размещение автосборочного производства мощностью 60—80 тыс. автомобилей в год. Имеет виды на Россию и "Мицубиси". В результате, по мнению экспертов, к 2008 г. на территории России будет работать от 10 до 15 зарубежных сборочных заводов, выпускающих в год ~500 тыс. автомобилей.

Бурный рост российского авторынка привел к тому, что некоторые зарубежные фирмы рассматривают Россию не как придаток европейского рынка, а как особый сегмент, и даже создают для нашей страны отдельный модельный ряд.

На этом фоне отечественные автозаводы все больше и больше теряют свои позиции на внутреннем рынке — главном своем рынке сбыта. Они просто не в силах противостоять иностранным автомобильным гигантам. И ситуация, думается, будет только усложняться, так как за введением в строй сборочных заводов последуют и производители автомобильных компонентов. И в итоге у российского автопрома остается лишь два—три года, чтобы сделать свое производство эффективным. То есть для запуска новых проектов, заключения стратегических партнерских соглашений, оптимизации своих бизнес-процессов. Для этого необходима гло-

бальная программа по разработке механизмов повышения эффективности работы предприятий, поскольку в дальнейшем конкуренция на рынке будет усиливаться не только за счет сборочных производств, но и в результате снижения таможенных пошлин (из-за вступления в ВТО), а также появления новых "игроков" из азиатского региона. И не надо заблуждаться: дальнейший рост благосостояния российских потребителей и развитие кредитных программ не позволят отечественным автомобилестроителям рассчитывать на преимущество в стоимости своей продукции (тем более что дешевые иномарки уже сейчас находятся в том же ценовом диапазоне). Необходимы новые модели собственной или иностранной разработки, менеджмент мирового уровня плюс грамотный маркетинг и, конечно, серьезная борьба с издержками. Иначе в новых условиях не выжить.

Таким образом, экспансия зарубежных фирм, как говорится, на лицо.

Хорошо ли это или плохо? Судя по китайскому опыту, не так уж и плохо. Как уже упоминалось, в последнее время здесь идет стремительное развитие экономики в целом и автопрома в частности. Во многом благодаря активной государственной защите национальной автоиндустрии Китай достиг ежегодного роста экономики, значительно превышающего среднемировой уровень, и считается одним из самых динамичных государств в мире. Достаточно сказать, что на китайских заводах за первую половину 2006 г. произведено 3,63 млн АТС, т. е. на 29 % больше, чем за аналогичный период 2005 г., а в сегменте легковых автомобилей — на 50,2 %. Медленно, но уверенно "набирает обороты" и экспорт: в Европе и Северной Америке представлено уже более десятка марок китайских легковых АТС. Потому-что эксперты в разных странах все чаще задаются вопросом: не грозит ли рынку новое азиатское нашествие, наподобие экспансии на Запад японских и корейских автомобилей? И все благодаря тому, что международные концерны давно и всерьез работают в Китае: сегодня там имеются все необходимые для выпуска современных автомобилей ресурсы, включая новейшее западное оборудование. К тому же, помимо производства собственно автомобилей, которое высоко локализовано (например, у фирм "Фольксваген", "Хонда" и "Ситроен" степень локализации достигает 90 %), здесь создана и мощная индустрия автомобильных компонентов. Корейские, европейские и даже японские фирмы активно используют китайские комплектующие. А местные — быстро перенимают опыт, поэтому можно предположить, что проблем с качеством в дальнейшем у них не будет, — был бы спрос на высококачественный продукт на внутреннем рынке, который останется для страны важнейшим как минимум в ближайшие два—три года.

В России сегодня, как видно из сказанного выше, тоже постепенно начинают заключаться стратегические партнерские соглашения с ведущими зарубежными производителями автомобилей. Первыми такие перспективы по достоинству оценили ГАЗ и группа "Северсталь-Авто". Причем ГАЗ во главу угла ставит приобретение технологий. Например, даже покупку завода по производству двух моделей у концерна "ДаймлерКрайслер" рассматривает как получение необходимых производственных технологий и оборудования, а не прав на выпуск автомобилей "Крайслер Сибринг" " и "Додж Стратис".

Подобным же образом решается здесь и вопрос развития семейств двигателей нового поколения, отвечающих экологическим нормам "Евро-4": сотрудничество в этой сфере ведется с двумя европейскими партнерами, один из которых — "Рено Тракс". Покупка же английской фирмы ЛДВ (выпускает легкие коммерческие автомобили под маркой "Максус") позволит ГАЗу войти в сегмент более дорогих, нежели традиционная нижегородская "ГАЗель", АТС, где основными игроками сейчас выступают "Форд" и "Мерседес".

Группа "Северсталь-Авто" также развивает сотрудничество с зарубежными партнерами. Кроме собственных разработок (УАЗ "Патриот", УАЗ "Хантер"), на ульяновской площадке сейчас собирают по лицензии японские грузовые автомобили "Исудзу": Завод ЗМА, входящий в группу, прекратил выпуск автомобиля ВАЗ-1111 "Ока" и сейчас полностью сосредоточен на сборке внедорожников корейского концерна "Санд Вонг". Причем вскоре к модели "Рекстон" добавятся модели "Кайрон" и "Актион".

Вторым стратегическим партнером группа "Северсталь-Авто" выбрала итальянский ФИАТ. Получив статус резидента ОЭЗ "Алабута" (Татарстан), эта фирма планирует выпускать здесь до 150 тыс. автомобилей в год, модельный ряд которых включает "Альбеа", "Палео", "Добло" и "Гранд Пунто".

В отличие от группы "ГАЗ" и "Северстали-Авто", ведущих работу сразу с несколькими иностранными партнерами, "ИжАвто" выбрал себе одного − корейский концерн КИА. В результате из всех собственных разработок на конвейере остается (пока?) лишь коммерческий Иж-27175 (его доля в общем объеме производства не превышает 5—10 %). Причем выпускаемый здесь автомобиль С-класса "КИА Спектра" продается уже довольно успешно (в 2005 г. реализовано 2 тыс. автомобилей, а в 2006 г. — свыше 20 тыс.). В конце декабря 2006 г. началась сборка второй модели — "КИА Рио" последнего поколения. Вскоре третьей моделью станет внедорожник "Соренто".

Что касается флагмана российского легкового автомобилестроения, ВАЗа, то он дольше всех отечественных автозаводов определялся со своими стратегическими партнерами. Например, переговоры с концерном "Рено-Ниссан" летом 2006 г. зашли в тупик из-за нежелания руководства ВАЗа расстаться со своим с контрольным пакетом акций. Впрочем, в конце 2006 г. руководство автозавода сообщило, что соглашение все-таки достигнуто, и уже в 2007 г. совместное предприятие начнет выпуск "Рено Логан" на мощностях ВАЗа. Взамен автозавод получит возможность разработать собственную модель на базе этого автомобиля и выпускать ее в рамках того же совместного предприятия.

Еще одним фактом стало подписание в конце декабря 2006 г. соглашения с канадской фирмой "Магна Интернэшнл". Стороны договорились о строительстве в Тольятти нового завода мощностью 450 тыс. автомобилей в год на паритетных началах. При этом половину объема выпуска займет новая модель под брэндом "Лада", которая будет разработана совместными усилиями, а вторую половину — иномарка, конкретную модель которой определят позже.

Особняком в ряду отечественных автомобилестроителей стоит КамАЗ. В отличие от всех остальных автозаводов, он как производитель грузовых автомобилей и специальной техники на их шасси практически безболезненно переживает наплыв иномарок в Россию. Основными конкурентами на внутреннем рынке и рынке стран СНГ для него являются отнюдь не МАН, "Скания", "Вольво" и т. д., а МАЗ, "УралАЗ" и КрАЗ, поскольку находятся в одном ценовом диапазоне с его продукцией, которая в отличие от иностранных моделей в разы дороже КамАЗов.

Несмотря на это, от сотрудничества с ведущими изготовителями автомобильных компонентов из-за рубежа КамАЗ также не отказывается. Два совместных предприятиях, "Камминз-Кама" и "Цанрадфабрик-Кама", уже сейчас снабжают предприятие трансмиссиями и двигателями мирового уровня. Планируется и дальнейшее увеличение числа зарубежных поставщиков комплектующих. Кроме того, будет работать и программа глобального реинжиниринга, рассчитанная до 2012 г., которая определит будущее "лицо" КамАЗа.

Что касается перспектив отечественного автомобилестроения, то последние тенденции дают основание полагать, что с помощью иностранных партнеров, получая современные технологии, модели АТС, оборудование, компоненты, можно успешно вписаться в основную тенденцию российского автомобильного рынка — его стремительную "интернационализацию". Однако у этого процесса есть и слабое место — сильная зависимость от зарубежных партнеров. В Китае, например, уже сегодня существует специальная государственная программа, направленная на переход от контрактного производства к собственным торговым маркам. У нас такой программы, по существу, нет. И это опасно, потому что стремительная экспансия на российский рынок азиатских фирм (в первую очередь из Южной Кореи и Китая) позволяет прогнозировать дальнейшее усиление борьбы за потребителя. Кроме того, вступление России в ВТО еще больше осложнит жизнь крупнейшему отечественному автопроизводителю, ВАЗу, — единственному заводу, который еще может поспорить с дешевыми иностранными моделями в легком классе. Тем более что, по самым приблизительным оценкам, постепенное снижение таможенных пошлин уже к 2010 г. уменьшит конечную стоимость импортируемых автомобилей на 10 %. То есть конкурировать ВАЗу придется не только с недорогой азиатской продукцией и автомобилями российской сборки, но и с моделями, ввозимыми из Европы, США и Японии.

По мнению аналитиков, к 2010 г. парк России составит 32—33 млн легковых автомобилей, а его структуру все больше и больше будет определять импорт. Причем ввоз подержанных АТС будет сокращаться (как благодаря действиям правительства, так и по объективным причинам — в стране сформируется свой вторичный рынок). Число же ввезенных новых иномарок продолжит расти, как и сборка в России (по прогнозам Минпромэнерго, в 2010 г. их выпуск достигнет 800 тыс. в год). Что же касается более далеких перспектив, то прогноз комитета автопроизводителей Ассоциации европейского бизнеса в России (объединяет импортеров и производителей автомобилей, представляющих 33 зарубежные фирмы), таков: в 2015 г. объем сбыта только новых легковых автомобилей в России почти удвоится и достигнет 2,5—3 млн ед. Потому что уже в настоящее время никто из глобальных производителей на российском рынке не действует по остаточному принципу, а напротив, большинство считает его одним из своих приоритетов. К примеру, "Мицубиси" официально сообщила о беспрецедентном шаге: Россия становится для нее отдельным от остальной Европы рынком. Это значит, что для нашей страны будет специально готовиться модельный ряд, учитывающий вкусы российских клиентов, особенности климата и дорог, качества топлива.

"Машиностроение-2007" и "Машиностроение-2008"

За 19 лет существования выставка "Машиностроение/Mashex" (организатор — ЗАО "Международная выставочная компания" — МВК) стала неотъемлемой частью российской станкостроительной отрасли, ее зеркалом. В 2007 г. она проходила в новом формате — как Российский национальный промышленный форум с международным участием "Промышленные технологии для России". Причем изменилась не только концепция проведения, но и площадка (теперь это МВЦ "Крокус-Экспо"). Ограничения движения большегрузного транспорта, отсутствие подъездных путей и парковочных мест сделали невозможным проведение выставок подобного рода в центре столицы. В связи с этим организаторами было принято решение о ее переносе из КВЦ "Сокольники" в "Крокус-Экспо".

Экспозиция "Машиностроения-2007" расположилась на площади 50 тыс. м^2. В ней приняли участие 509 фирм из 23 стран, представив более 900 торговых марок. В списке участников, помимо флагманов российского машиностроения, международные концерны и ведущие отраслевые ассоциации из Германии, Испании, Италии, Чехии, США, Великобритании и других стран. Количество посетителей превысило 20 000 человек, 90 % которых — специалисты в области металлообработки и машиностроения.

Посетители выставки смогли ознакомиться с самыми современными достижениями мирового станкостроения в действии: начиная от новинок заготовительного оборудования и заканчивая высокопроизводительными обрабатывающими центрами и роботизированными комплексами. Впервые на российской выставке были представлены более двухсот обрабатывающих центров одновременно.

"Машиностроение-2007" в новом формате вышло на совершенно новый рубеж, став выставкой европейского уровня, соответствующей высоким мировым стандартам. Это подтверждают и масштаб, и участие в ней известнейших мировых производителей. Но все же главная цель выставки — способствовать развитию отечественного станкостроения. Министерство промышленности и энергетики РФ специально к выставке учредило дипломы "За разработку высокотехнологичного металлообрабатывающего оборудования, представленного на выставке "Машиностроение-2007", которых удостоились: ОАО "Рязанский станкостроительный завод", "Савеловский машиностроительный завод", "Ивановский завод тяжелого станкостроения", ЗАО "Реммаш СПБ" и ОАО "Волжский абразивный комбинат".

По сложившейся в МВК традиции, в дни работы выставок проводятся встречи, где за круглым столом собираются компании-экспоненты и организаторы. Цель проведения — выслушать мнения участников и наметить дальнейшие перспективы развития выставки. "Машиностроение/Mashex-2007" не стала исключением. Помимо добрых пожеланий в адрес организаторов прозвучало немало рекомендаций по улучшению работы.

С момента окончания выставки прошло несколько месяцев, тем не менее в МВК уже проанализировали все прозвучавшее на встрече и наметили план действий для устранения выявленных недостатков. Например, в будущем году будет увеличено число дней на монтаж и демонтаж выставочных стендов; упростится процедура подписания писем на ввоз-вывоз оборудования; впервые будет увеличена до семи метров ширина основного прохода между стендами в павильонах, что позволит доставлять оборудование к застраиваемым площадкам без опасения нанести ущерб уже готовым стендам.

Работа по подготовке к следующей выставке уже идет полным ходом. В частности, разрабатываются планы мероприятий по усилению взаимодействия и повышению качества работы. Внесены изменения и в договор об участии в выставке. В нем появился новый пункт, посвященный графику заезда каждого экспонента. Четко спланированный общий график значительно ускорит процесс монтажа. Кроме того, планируется сделать больше градаций в заявке на электроэнергию.

За Круглым столом, помимо замечаний, была высказана масса интересных идей по дальнейшему развитию выставки. Приятным моментом для организаторов стало предложение участников о ежегодном проведении выставки, которая до этого в течение 19 лет проходила в формате "раз в два года". Тем не менее это пожелание не застало МВК врасплох, так как явилось подтверждением их собственных выводов, сделанных на основе анализа развития отрасли и рынка в целом. Причем желание экспонентов приехать в Москву в 2008 г., было подкреплено заявками, поданными еще до окончания работы Форума. В 2008 г. он пройдет с 26 по 30 мая.

Светлана Обиденко

За рубежом

УДК 629.113/115:339.187(73)

Дилерские предприятия США

Д-р техн. наук Е.С. КУЗНЕЦОВ, А.А. КУЗНЕЦОВ

МГТУ "МАМИ", ООО "Транс-НАМ"

Автомобильный дилер — торгово-обслуживающее предприятие, осуществляющее торговлю, гарантийное и послегарантийное обслуживание автомобилей того производителя, с которым заключен соответствующий договор. То есть он, по существу, играет роль посредника между производителем автомобильной техники и ее потребителем. Причем формы такого посредничества весьма разнообразны. Производитель дает права: на свой товарный знак и марку ("фирменное" сервисное предприятие); на торговлю и/или обслуживание своих автомобилей на оговоренной (или неоговоренной) территории и в течение определенного срока; на торговлю "оригинальными" запасными частями и материалами; на представление, рекламу, защиту торговой марки и др. Во-первых, они обеспечивают связь, включая обратную, между производителем и потребителем; во-вторых, предоставляют значительную часть работ и услуг, свойственных сервисной системе; в-третьих, дилеры, как правило, — довольно крупные сервисные предприятия, использующие современные технологии, оборудование, методы организации производства.

Тем не менее основная функция дилеров — организация продаж автомобилей.

Например, в США, где эта система зародилась еще в начале прошлого века, основную группу автомобильных дилеров (~21,5 тыс. в 2006 г.) составляют дилеры по продаже новых легковых автомобилей (FNCD — franchised new-car dealer). (Они входят в состав национальной ассоциации автомобильных дилеров (NADA), которая создана в 1917 г. и которая представляет и защищает их интересы, оказывает технологическую, нормативную, юридическую и консалтинговую помощь, участвует в подготовке и аттестации персонала; выполняет регулярный анализ состояния и прогноз развития этого сектора сервисных услуг и т. п.) Фактически дилеры этой группы работают как с новыми, так и подержанными "легкими автомобилями" (light-duty vihicles), в число которых входят легковые, а также универсальные малой грузоподъемности или вместимости (light-duty trucks) — грузопассажирские, пикапы, универсалы, минивэны. Они занимаются гарантийным их ремонтом; участвуют в отзывах автомобилей, имеющих конструктивные или производственные дефекты; оптовой и розничной торговлей запасными частями и материалами; послегарантийным техническим обслуживанием и ремонтом; рекламой и информационным обеспечением существующей и потенциальной клиентуры; оказанием сопутствующих услуг и др. В зависимости от размера, специализации и других факторов дилерские предприятия имеют три—четыре самостоятельных направления (сектор, отдел, департамент) деятельности. Так, годовой оборот (объем продаж и услуг) дилеров FNCD распределялся по направлениям следующим образом: продажи новых автомобилей — 60,9 %, подержанных автомобилей — 27,5, запасных частей — 2,3; коммерческие услуги по ТО и ремонту — 9,3 %. Но, как сказано выше, дилер — посредник, поэтому его собственный доход в торговых операциях ограничивается маржой, составляющей по данным операциям 5—15 %. Тогда как в секторе коммерческих услуг по ТО и ремонту реальный собственный доход дилера может достигать 40—60 %.

Согласно принятой в США и ряде других стран практике, деятельность дилеров относится к сектору розничной торговли. Вклад FNCD в оборот данного сектора составляет 19,5 %; в фонд заработной платы — 13; по числу рабочих мест — 7,5; по численности предприятий — 2,1 %. Годовой объем продажи новых и подержанных автомобилей − 37 млн шт., годовой оборот — более 700 млрд долл. Кроме того, дилеры этого спектра — наиболее крупные среди торговых предприятий по числу работающих: если в среднем по стране в таких предприятиях занято 9 чел., то в дилерских — 53. А так как в США число автомобильных дилеров составляет 21 495 (данные 2005 г.), то, следовательно, они обеспечивают 1,138 млн рабочих мест.

Четко прослеживается тенденция к укрупнению и сокращению числа дилеров с некоторой стабилизацией в последние годы: 1954 г. — 40,5 тыс.; 1964 — 27,8: 1984 — 24,7; 1994 — 22,9; 2000 — 22,3; 2001 — 22,2; 2002 — 21,8; 2003 — 21,7; 2004 — 21,7; 2000 г. — 21,5 тыс.

По объему годовых продаж новых автомобилей дилеры подразделяются на четыре группы: до 149 тыс. в год; от150 до 399; от 400 до 749 и 750 и выше. Но надо отметить, что первая группа постепенно теряет свои позиции, а четвертая, наоборот, усиливает. То есть дилерские предприятия укрупняются. Например, за 10 лет (1994—2004 гг.) первых стало меньше в 2 раза, а вторых — в 2 раза больше.

Теперь рассмотрим некоторые направления деятельности дилеров США. И начнем с основного — торговли автомобилями.

Тенденции здесь, как показывает анализ, довольно простые — небольшой, но стабильный рост продаж новых автомобилей; значительный удельный вес в продажах подержанных и автомобилей зарубежного производства: за 10 последних лет дилеры FNCD в среднем ежегодно продавали 16,3 млн новых и 19,5 млн подержанных автомобилей, а в 2005 г. — соответственно 16,9 и 19,7 млн шт. При этом объем продаж новых автомобилей за рассматриваемый период возрос на 12 %, но продажи легковых автомобилей снизились на 16,5 %, а универсальных увеличились на 54 %. В результате средний возраст легкового парка стал не 7,5, а 9 лет, а универсальных — сократился с 7,3 до 6,6 лет.

Отмечается и еще одна тенденция: снижение сбыта легковых автомобилей американских производителей. Например, за 1995—2005 гг. вклад "Большой тройки" ("ДаймлерКрайслер", "Форд", "Дженерал Моторс") уменьшился с 73,4 до 58,2 %, а японских производителей, наоборот, увеличился с 18 до 28,3 %, в том числе фирмы "Тойота" — с 7,4 до 13,3 %.

Основным стимулом роста продаж подержанных автомобилей является их цена, которая, во-первых, в среднем почти в 2 раза ниже, чем новых; во-вторых, со временем изменяется незначительно. Это хорошо видно из табл. 1, в которой приведены цены на новые и подержанные автомобили и их соотношение.

Дилеры приобретают подержанные автомобили непосредственно у владельцев (53 %), привлекая последних тем, что учитывают рыночную цену подержанного автомобиля при приобретении нового (34 %) или подержанного (19 %), на аукционе (33 %), у случайных клиентов (5 %) и по прочим каналам (9 %). Затем доводят их до товарного состояния (средние затраты на автомобиль 450—500 долл.) и продают потребителям, в том числе с использованием кредитных схем.

Следует отметить, что за последние годы значительно увеличились более выгодные для дилеров покупки подержанных автомобилей на аукционах (с 25 до 33 %) и соответственно сократилось поступление подержанных автомобилей по схеме зачета (с 67 до 53 %).

Причинами умеренного роста продаж автомобилей дилерами являются (табл. 2) также опережающий рост семейного дохода по отношению к ценам на новые и подержанные автомобили; благоприятные и постоянно улучшающиеся условия автокредитования; приобретение значительной части автомобилей, в том числе и подержанных, по схеме зачета остаточной цены; значительные объемы списания автомобилей, требующие соответствующей компенсации. (За рассматриваемые 10 лет среднегодовое выбытие по отношению к парку составило 5,9 %, пополнение — 7,0 %.)

Второе направление — техническое обслуживание и ремонт, выполняемые по заказам потребителей за плату (коммерческие услуги), а также гарантийный ремонт. Оно дает средний годовой оборот по дилеру, равный 3,2 млн долл., а общий годовой оборот по стране — 69 млрд. Распределяются эти затраты следующим образом: оказание коммерческих услуг по ТО и ремонту — 57,6 %; гарантийный ремонт — 22,7; подготовка подержанных автомобилей к продаже −13,0, прочие — 6,7 %. Причем по первым двум позициям, т. е. внешним операциям (клиентура, производители), дилеры ежегодно оформляют более 330 млн ремонтных ордеров, в том числе по ТО и ремонту — 76 % и гарантийному ремонту — 24 %. Средняя цена ордера по ТО и ремонту составляет 197 долл., 58 %

Таблица 1

Год	Средняя розничная цена нового автомобиля		Средняя розничная цена подержанного автомобиля		Соотношение цен "подержанный/новый", %
	долл.	%	долл.	%	
1999	24 445	100,0	13 236	100,0	54,1
2000	24 923	102,0	13 618	102,9	54,6
2001	25 797	105,5	13 930	105,2	54,0
2002	26 163	107,0	13 840	104,6	52,9
2003	27 565	112,8	13 473	101,8	48,9
2004	28 065	114,8	14 422	109,0	51,4
2005	28 381	116,1	14 923	112,7	52,9
В среднем	26 472	—	13 920	—	52,6

Таблица 2

Год	Средний годовой доход семьи, долл.	Средняя цена нового легкового автомобиля, долл.	Отношение "цена/доход", %	Годовая ставка кредитования, %	Срок выплаты кредита, мес.
1999	55 464	24 445	44,1	7,5	52,7
2000	59 331	24 923	42,0	7,9	54,9
2001	61 493	25 797	42,0	7,2	55,1
2002	63 707	26 163	41,1	6,0	56,9
2003	65 954	27 565	41,8	5,2	61,0
2004	69 159	28 065	40,6	5,6	60,5

из них идет на оплату рабочей силы и 42 — запасных частей и материалов.

Средняя трудоемкость выполнения этих работ (согласно оценке, 1,5 нормо-ч), а также структура затрат свидетельствуют об умеренных ценах на сервисные услуги и о преобладании в услугах (свойственных для дилеров) профилактических и относительно несложных ремонтных работ.

Интересно также внимание, которое уделяют дилеры к кузовным ремонтам.

В начале 1980-х годов 70 % обращений клиентуры по таким работам дилеры передавали другим предприятиям, что, естественно, приводило к потере доходов. В настоящее же время до 40 % дилеров имеют специализированные кузовные участки, которые выполняют ~60 % требований на данные работы. Общая их годовая стоимость достигает 10 млрд долл., из них на рабочую силу приходится 65 %, запасные части и материалы — 35 %.

Стоимость годового объема гарантийных ремонтов, выполняемых дилерами FNCD, составляет 16 млрд долл., или 3,6 % годовой стоимости продаж дилерами новых автомобилей; годовой оборот запасных частей превышает 48 млрд долл., или 6,7 % общего оборота, и распределяется по основным каналам следующим образом: коммерческие услуги по ТО и ремонту — 35 %, торговля запасными частями — 34 (оптовая — 28, розничная — 6 %), гарантийный ремонт — 19, ремонт подержанных автомобилей — 4 %.

Персонал дилерских предприятий состоит из консультантов и специалистов по торговле автомобилями (20 %), техников и механиков (23 %), рабочих, выполняющих ТО, ремонт, доставку, хранение и торговлю запасными частями (30 %), а также руководителей и специалистов по автомобилям, служащих (27 %). То есть в среднем на дилерском предприятии 10—11 человек занимаются торговлей новыми и подержанными автомобилями; 27—29 — техническим обслуживанием, ремонтом, складированием и торговлей запасными частями; 13—14 человек — руководители, специалисты и служащие. Их средняя месячная заработная плата (3774 долл.) на 15—20 % ниже, чем в автомобильной промышленности, но на 40—45 % выше, чем в "независимых" СТО и ремонтных мастерских.

Продолжительность работы дилерских предприятий в среднем составляет 54 ч в неделю. По режиму работы (в дополнение к дневным сменам) вечерняя смена занимает 7 %, выходные дни — 37, вечерняя смена в выходные дни — 22 и только дневные смены в рабочие дни недели — 34 %.

Важным направлением деятельности дилеров является реклама, затраты на которую за последние 10 лет при росте оборота в 1,5 раза увеличились почти вдвое и составляют 1,1 % общего оборота и 1,6 % оборота от продаж новых автомобилей и в среднем достигают 457 долл. на один проданный новый автомобиль. Причем по информационным каналам эти затраты распределяются следующим образом: газеты — 33 %, телевидение — 19,5, радио — 17,7, адресное почтовое отправление потенциальному покупателю — 10, Интернет — 9,9, прочие каналы — 9,9 %.

В заключение — некоторые технико-экономические показатели, характеризующие среднее дилерское предприятие FNCD:

Годовой оборот по всем направлениям деятельности дилера, млн долл.	33,1
То же на одного работающего, тыс. долл.	637
Продажа новых автомобилей на торгового работника, шт.	72
Выручка на торгового работника от продажи автомобилей, млн долл.	1,86
Размер продаж и услуг по ТО, ремонту и торговле запасными частями дилером, млн долл.	3,8
То же, ремонтным рабочим, тыс. долл.	137,2
Число выполненных дилером требований на ТО и ремонт, включая гарантийный	15 356
То же, ремонтным рабочим	554
Число рабочих постов (без кузовных)	17
Число работающих (без торговли) на один рабочий пост, чел.	2,4
Число ремонтных рабочих на один рабочий пост, чел.	1,6
Цена нормо-ч ремонтного рабочего, долл.	75

Следует отметить, что дилерские предприятия в целом показывают весьма умеренную эффективность: чистая валовая прибыль по всем направлениям их деятельности за 2000—2005 гг. в среднем составила 13,2 % (в 2005 г. — 13,3 %) по отношению к валовому обороту и распределялась по основным направлениям деятельности следующим образом: продажа новых автомобилей — 25,5 % (в 2005 г. — 14,5 %); торговля подержанными автомобилями — 23,6 % (в 2005 г. — 27,0 %); ТО, ремонт, продажа запасных частей — 50,9 % (в 2005 г. — 58,5 %).

Таким образом, наиболее эффективным является направление по техническому обслуживанию, ремонту и продаже запасных частей, которое, в отличие от торговли автомобилями, особенно новыми, демонстрирует также стабильный и устойчивый рост.

Указатель статей, опубликованных в 2007 г.

№

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Бабицкая В. В., Станкевич Н. М. — Квалификация и стабильность кадров предприятия — основа высокого качества продукции . . . 2
Бочков В. Е., Щеголев Д. Л., Бочков Ю. В. — Инвестиционная лизинговая деятельность в российской экономике . . . 11
Веселов А. И. — Государственное стимулирование реализации "Концепции развития автомобильной промышленности". Ожидания и действительность . . . 3
Гонтарь М. М., Коровкин И. А., Порошин А. С. — Состояние и перспективы рынка и производства грузовых автомобилей в России на период до 2015 года . . . 5
Касьянов С. В., Закиров Ф. Т., Халилов Н. Х. — Анализ условий формирования производства автокомпонентов в России . . . 10
Касьянов С. В., Закиров Ф. Т., Халилов Н. Р. — Об условиях развития производства автокомпонентов в России . . . 12
Квасов А. А. — О целевых программах повышения безопасности дорожного движения в России . . . 4
Мариев П. Л. — ПО "БелАЗ": техническое перевооружение производства — путь к повышению качества выпускаемой продукции . . . 1
Мещерякова Е. В. — "Автофрамос" в российском автомобилестроении . . . 12
Непроксин В. А. — ОАО "ИжАвто": полномасштабное производство автомобиля "КИА Спектра" . . . 5
Низов М. А. — Проблемы международных автомобильных перевозчиков России . . . 6
Пашков В. И. — Автомобильная промышленность России в 2006 году . . . 3
Пашков В. И. — Автомобильная промышленность России в первом полугодии 2007 г. . . . 10
Петров Р. Л. — Системы утилизации легковых автомобилей . . . 7
Рогожкина Н. В. — Функционирование и тенденции развития российских предприятий автомобильной промышленности в условиях конкуренции . . . 6
Тимофеев И. А., Мирошниченко А. Ю. — Экономическая эффективность технологий изготовления автомобильного электрогенератора . . . 9
Фасхиев Х. А., Шайхутдинов И. Ф., Галимянов А. Д., Валеев И. Д. — Определение рациональных технико-экономических показателей автомобиля при его проектировании . . . 3
Фасхиев Х. А., Валеев И. Д. — Разностный метод оценки качества автомобилей . . . 11
Федорцов Д. С. — Таможенно-тарифное регулирование российского импорта автотранспортных средств . . . 7
Хадыков А. Т. — Легковое автомобилестроение и экономика России . . . 1
Юденков Н. П. — Новые тенденции и решения при создании отечественного оборудования для автомобильной промышленности . . . 8
Ясенков Е. П. — Элементы автотранспортного комплекса и их воздействие на окружающую среду . . . 8

№

Яценко Н. Н. — Реализация "Концепции развития автомобильной промышленности России" — инструмент государственной поддержки и ресурс развития отечественных автомобилестроителей 9
АСМ-факты 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Абрашкин В. П., Якубов Е. Н., Рынкевич С. А. — Результаты испытаний интеллектуальной системы управления ГМП большегрузного АТС 9
Аджиманбетов С. Б. — Двухэтапный пуск ДВС электростартером 7
Айрбабамян С. А., Бангоян Э. Г. — Импеданс источника шума и акустическая эффективность глушителя системы выпуска дизеля автопогрузчика 10
Ассад М. С. — Влияние состава альтернативных моторных топлив на процесс их сгорания. 10
Баженов Ю. В., Микипорис Ю. А. — Трибоэлектризация дизельного топлива 6
Балабин И. В., Чабунин И. С., Груздев А. С. — Напряженно-деформированное состояние диска колеса с учетом влияния изгибающего момента и осевой силы. 7
Балабин И. В., Морозов С. А. — Наклон плоскостей управляемых колес и напряженно-деформированное состояние несущих элементов переднего моста грузового автомобиля . . 9
Баловнев Н. П., Власенко С. А. — О скольжении ремня в процессе регулирования вариатора 2
Белогуб А. В., Стрибуль А. С. — Новые поршни для семейства двигателей МеМЗ 4
Белоусов Б. Н., Болдорев А. Г., Наумов С. В., Федотов И. В. — Модель взаимодействия управляемых систем подрессоривания колес и всеколесного рулевого управления как подсистем активной безопасности 2
Благонравов А. А., Ревняков Е. Н. — Механическая бесступенчатая передача импульсного типа 5
Благонравов А. А., Ревняков Е. Н. — Механическая бесступенчатая двухдиапазонная импульсная передача. 11
Блинов Е. И. — Теория автомобиля: от статики к динамике . 7
Блинов Е. И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Динамическая модель связанных колебаний ДТУ и подвески 12
Васильев А. В., Попов Д. В. — Состояние кулачковой пары механизма газораспределения и показатели ДВС 9
Вахошин Л. И., Карницкий В. В., Минкин И. М., Разумнов А. С. — О ДВС для комбинированной энергетической установки 5
Гладов Г. И., Пресняков Л. А., Ролдугин В. Д. — Для повышения маневренных свойств большегрузных автопоездов. 6
Гребенников А. С., Гребенников С. А., Коновалов А. В., Косарева А. В. — Зависимость ресурса одноименных элементов конструкции автомобиля от условий их функционирования 10, 11
Дьяков И. Ф. — Интегральный критерий проходимости АТС 6
Евсеенко И. А. — О циркуляции мощности в планетарной коробке передач 3
Егоров А. Н., Коритко Н. В., Пеклин В. В. — Новая подземная техника МоАЗ 2
Ерохов В. И., Карунин М. А. — Общая концепция совершенствования газовой аппаратуры ДВС с искровым зажиганием 1
Ерохов В. И., Карунин А. Л., Карунин М. А., Ревонченков А. М. — Лазерная система зажигания автомобильного ДВС. 8
Жуков В. А., Курин М. С. — Влияние параметров наддува на экологические показатели дизеля 12
Захаров И. Л., Макаров А. Р., Хрунков С. Н., Люхтер А. Б. — Трехзвенная математическая модель смесеобразования и сгорания в бензиновом ДВС. 1
Захарик Ю. М. — Алгоритм AWS автоматического управления сцеплением, снижающий темп изнашивания накладок дисков сцеплений. 1
Иващенко Н. А., Марков В. А., Ефанов А. А. — Рапсовое масло и дизеля с разделенной камерой сгорания 11
Испеньков С. А., Мелеш В. И., Ракицкий А. А. — Влияние климатических условий на динамическую нагруженность несущих узлов карьерных самосвалов. 12
Каменев В. Ф., Хрипач Н. А., Алешин С. В., Папкин В. А. — Конструктивное исполнение нейтрализатора отработавших газов и экологические показатели автомобиля 1
Карелин Д. Л. — Адаптивная гидропневматическая опора подвески силового агрегата и методика его расчета 9

№

Карунин А. Л., Бахмутов С. В., Селифонов В. В., Вайсблюм М. Е., Баулина Е. Е., Карпухин К. Е. — Автомобиль с комбинированной силовой установкой. Результаты и методика испытаний. 7
Кисуленко Б. В., Бочаров А. В. — Электронные системы контроля устойчивости — новый этап в повышении активной безопасности АТС 12
Климук А. С., Янкевич Н. С., Малейко В. И. — Система электронного управления подачей топлива для двухтактного мотоциклетного двигателя 4
Коноплев В. Н. — Прогнозирование показателей топливной экономичности, скоростных и эксплуатационных свойств грузовых АТС на стадии проектирования. 11
Корнюшин В. М. — Газ — топливо, ухудшающее экологию . 9
Лазарев Е. К. — Новые керновые опоры для аналоговых автомобильных приборов 5
Леонтьев Д. Н., Рыжих Л. А., Ломака С. И. — Алгоритмы функционирования регуляторов тормозных сил с электронным управлением. 11
Макарян Р. Г. — Статический поворот АТС — поворот, не учтенный теорией автомобиля 6
Мамити Г. И. — Эластичность шин и устойчивость двухосного автомобиля 5
Марков В. А., Девянин С. Н., Коршунов Д. А., Дробышев О. В. — Биотоплива для дизелей: впрыскивание и распыливание 7, 8
Марков В. А., Поздняков Е. Ф., Шленов М. И. — Система автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля 10
Морговский Ю. Я. — Об идеологии интеллектуальных систем управления АТС 10
Москвин Р. К., Козырь С. В. — Автомобили УАЗ-3163. 4
Москвин Р. К., Козырь С. В. — ВАЗ-2170 10
Москвин Р. К., Козырь С. В. — Отечественные автомобили на "выставке года" 11
Набоких В. А., Подволоцкий А. В., Висков М. Г. — Высокочастотная катушка зажигания для ДВС с непосредственным впрыскиванием бензина. 12
Никишин В. Н. — Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля 2
Николаев Ю. И., Гринюк В. С., Стаскевич С. Г. — Перспективное семейство гидромеханических передач 4
Никульников Э. Н., Балакина Е. В., Зотов Н. М., Ревин А. А., Козлов Ю. Н. — Боковые силы и устойчивость движения автомобиля в режиме торможения 12
Новиков Г. В., Погорелов В. В., Шипилевский Г. Б. — Автоматическое регулирование полноприводных самоходных машин с бесступенчатыми трансмиссиями. Гипотезы . . . 8
Новиков В. В., Дьяков А. С., Федоров В. А. — Пневморессора с регулируемым по амплитуде и направлению воздушным демпфером. 10
Овсянников Е. М., Балясников Е. С. — Алгоритм управления электрогидравлической тормозной системой АТС 4
Петров Р. Л. Автомобиль ВАЗ-1118 "Калина" и уровень его экологической безопасности 2
Подригало М. А. — Качение автомобильного колеса и определение понятия "тяговая сила" 1
Подригало М. А., Подригало Н. М. — Полезная работа и КПД автомобиля. Одно уточнение. 8
Ревин А. А., Алонсо В. Ф. — Автомобиль с АБС: прочностной расчет элементов подвески 10
Санкин Ю. Н., Гурьянов М. В. — Переходные процессы в курсовом движении автомобиля при боковом ветре . . . 4, 6
Селифонов В. В., Цыбунов Э. Н. — Динамика криволинейного движения автомобиля с учетом характеристик распределительного устройства гидроусилителя рулевого управления 2
Славуцкий В. М., Черныш А. Г., Салыкин Е. А. — Топливная система с регулированием начального давления в нагнетательной магистрали 6
Сливинский Е. В., Зайцев А. А. — Устройство, снижающее тяжесть последствий наезда легкового автомобиля на большегрузный автопоезд сзади 10
Соломатин Н. С., Зайцев С. А., Исаев Е. У. — Концепция современного особокомпактного городского легкового автомобиля 1
Сонкин В. И., Артемов А. А., Бажинов А. А., Миронычев М. А. — Экспериментальный бензиновый двигатель ЗМЗ-НАМИ с непосредственным впрыскиванием топлива. 1, 2, 3
Тверсков Б. М. — Нагруженность гидромеханической трансмиссии при включении ее передач. 8

№

Тихонов И. В. — Совершенствование системы турбонаддува — будущее силовых автомобильных установок 9
Уханов А. П., Симдянкин В. А. — Для снижения колебаний цилиндров двигателей с воздушным охлаждением 12
Ходес И. В. — Траекторные искажения движения АТС, обусловленные неопределенностью связей в рулевом приводе. 3
Ходес И. В. — Формирование управляемости при проектировании колесной машины. 9
Щербинин В. А. — Пожаробезопасность конструкций автомобильных газовых топливных систем 5
Шкурко Л. С. — Повышение надежности уплотнений тормозной системы автомобиля ЗИЛ-4906. 5
Шухман С. Б., Бахмутов С. В., Коркин С. Н., Малкин М. А. — Принципы автоматического управления гибкой трансмиссией полноприводного АТС 2
Шухман С. Б., Бахмутов С. В., Маляревич В. Э. — Схемные решения автоматического управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС 3
Чихладзе Э. Д., Лобяк А. В., Кислов А. Г., Лысяков И. Н. — Компьютерная модель колеса 4

Читатель предлагает

Ворогушин В. А. — Шатунно-коромысловый механизм преобразования движения АТС 10
Гладов Г. И., Зайцев С. В. — Аэромобиль 12
Иванов В. В. — Топливный насос для питания дизелей . . 5
Кропп А. Е. — Автотракторная бесступенчатая трансмиссия 6
Мустафин А. Х. — Комбинированная силовая установка для автомобиля 6
Некрасов В. Г. Углерод отработавших газов и водород из воды как дополнительное топливо для ДВС. 5
Павлов Н. И. — Бесшатунный поршневой ДВС. 3
Рыбаков А. А. — Автомобильный двигатель с генератором газов 3
Рыбаков А. А. — Автомобильный прямоточный двигатель со свободнопоршневым генератором газов 8
Сливинский Е. В., Зайцев А. А., Радин С. Ю. — Перспективный амортизатор для АТС 9
Тихоненков С. М. — Бесшатунный поршневой ДВС 7
Чантурия И. Г., Чантурия О. Г. — Перспективный роторный ДВС. 7

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Балясников Е. С. — Алгоритмы поиска неисправностей и выбора режима управления электрогидравлической тормозной системой АТС 8
Бегишев И. Р., Васюков Г. В. — О категорировании объектов хранения и технического обслуживания газобаллонных АТС 4
Блохин А. Н., Молев Ю. И. — О времени, затрачиваемом на проезд перекрестка. 2
Васюков Г. В. — О категорировании объектов хранения и технического обслуживания газобаллонных АТС 4
Евсеев П. П. — Возможности аппаратурного метода оценки работы автомобиля. 1
Евсеев П. П. — Аппаратурный метод обучения водителя оптимальному управлению автомобилем 5
Елистратов В. В., Самарский Е. А., Подчинок Е. В. — Алгоритм функционирования РЛС предупреждения столкновений автомобилей. 3
Загородних А. Н. — Стенд-имитатор сигнализации торможения транспортных средств 7
Котов В. Н., Пучков В. В., Нещадим И. Л., Щербинин И. П., Косушкин В. А., Абанин В. С. — Электронный паспорт автомобиля и его роль в управлении АТП 2
Крохотин Ю. М. — Регулирование электрогидравлических форсунок с комбинированным запиранием иглы 9
Латыфов Х. Х. — Требования к ремонтопригодности военной автомобильной техники. 11
Овечкина Е. В., Соколовский А. В., Каплан В. Е., Каплан А. В. — Оценка остаточного ресурса карьерных самосвалов 6
Палагута К. А., Кузнецов А. В. — Система диагностирования впрыскового ДВС по его скоростным характеристикам . . 4
Патрин А. Н., Нечаев В. В., Меркушов Ю. Н. — Функциональное диагностирование электромагнитных форсунок впрысковых ДВС с искровым зажиганием 8
Привалов Н. Я., Ковальчук О. А., Грига А. Д., Худяков К. В. — Оценка условий работы водителя в зависимости от параметров окружающей среды 11
Прохоров В. Н. — Оптимизация производственного процесса пассажирского АТП 10

№

Ревин А. А., Котов В. В., Еронтаев В. В. — Установка для диагностирования пневматической тормозной системы автомобиля с АБС 12
Румянцев А. Н. — Проблемы диагностирования электрооборудования автомобилей 8
Семенов В. Г. — Физико-химические показатели биотоплива и их влияние на характеристики дизеля 12
Сергеев А. Г., Исакова К. С. — Модифицированный критерий эффективности метрологического обеспечения эксплуатации АТС 7
Станчев Д. И., Фролов В. К., Чудинов А. В. — Детонационное напыление — наиболее перспективный метод восстановления коленчатых валов ДВС 10
Привалов Н. Я., Ковальчук О. А., Грига А. Д., Худяков К. В. — Оценка условий работы водителя в зависимости от параметров окружающей среды. 11
Топалиди В. А., Аллаберганов С. Я. — Большегрузные автопоезда. Проблемы допуска к международным перевозкам 1
Федотов А. И., Осипов А. Г. — Стенд для диагностирования АТС. 5
Шароглазов В. С. — Экономичная система постановки воздушно-тепловых завес в воротах помещений АТП 9

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Балабин И. В., Зайцев С. А., Чабунин И. С., Лямин М. С., Лямин С. Н. — Установка для оценки силового взаимодействия шины и обода автомобильного колеса 1
Блюменштейн В. Ю. — Оценка наследуемого механического состояния металла методом акустической структуроскопии 5
Бокуть В. В., Куновский Э. Б. — Позиционирование автомобиля на измерительном участке 11
Булавин И. А., Груздев А. Ю., Филиппов В. В. — Новый метод сборки подшипниковых узлов дифференциалов в редукторах ведущих мостов автомобилей. 6
Булатников В. В. — О проекте технического регламента "О требованиях к бензинам, дизельному топливу и отдельным горючесмазочным материалам". 6
Гришин В. В., Сосенушкин Е. Н., Французова Л. С. — Теплообмен при штамповке кристаллизующегося металла и время затвердевания поковки. 2
Гуринович В. А., Гурченко П. С., Михлюк А. И. — Регулируемое охлаждение заготовок в процессе горячего формообразования деталей автомобиля 4
Данилов И. К. — Метод безразборной оценки технического состояния пары "шатунная шейка—шатунный вкладыш" 12
Дьяков И. Ф., Чернов С. А. — Пространственная модель узла, соединяющего поперечину рамы АТС с ее лонжероном. . . 9
Евсеев П. П. — Количественная оценка уровня безопасности управления автомобилем 2
Елхов П. Е., Аленчикова Г. Р. — Фиксированное круговое протягивание — высокоточный способ нарезания зубьев переменного профиля 2
Загребин Г. Г. — Методика определения профиля копиров станков для обработки поршневых колец. 11
Жуковский А. В., Морозов Е. М., Шандров Б. В. — Оборудование и технология микродугового оксидирования. . . . 5
Карунин М. А. — Расчет колебаний машины при ее движении по случайному профилю 11
Ковалев Ф. И., Королев С. П., Панфилов Э. В. — Блок цилиндров дизеля КамАЗ-740 из чугуна с вермикулярным графитом 4
Колтунов И. И. — О точности шлифования внутренних сферических поверхностей колец подшипников методом пересекающихся осей 5
Колтунов И. И. — Качество шлифования криволинейных поверхностей 7
Колтунов И. И. — Влияние наладочных параметров на точность криволинейных поверхностей при шлифовании . . . 8
Коротков М. В. — Моделирование экологии города как единой дорожно-транспортной системы 12
Кульчицкий А. Р. — Расчет образования дисперсных частиц в отработавших газах дизелей по косвенным показателям. . 9
Курманов В. В., Олисевич О. В., Скороделов С. Д. — Математическое моделирование работы электрогидравлической форсунки с разгруженным от давления топлива управляющим клапаном 10
Кучеренко А. В. — Дорожная динамометрическая лаборатория НИИШП 2
Лощаков П. А. — Решение уравнения энергии при моделировании процесса конвективного теплообмена на участке "жаровой пояс поршня—цилиндр" 7

№

Матлин М. М., Лебский С. Л., Мозгунова А. И. — Метод, повышающий эффективность упрочнения деталей дробью 10
Мерзликин В. Г., М. Гутиеррес Охеда, Безделкин В. В., Сидоров О. В., Сутугин В. Г. — Полупрозрачная теплоизоляция для адиабатного дизеля (новая концепция) 7
Мокеева С. В., Барсукова О. Л., Лунин А. С. — Колпаки колес из окрашенного в массе модифицированного полипропилена 2
Московкин В. Е., Вохминов Д. Е., Шкель А. С. — Новый метод расчетных исследований АТС 8
Моцыгин С. В., Малюгин В. М. — Формообразование шлицевого отверстия с фасками 9
Павлов В. А. — Расчет поперечной статической устойчивости АТС 8
Петько В. И., Куконин А. Г., Куконин В. Е. — Радиоканал как способ дистанционной передачи информации в системе полигонных испытаний АТС 11
Потапов В. В., Филин В. А. — Комплексная технология переработки чугунной стружки, загрязненной СОЖ 1
Ревин А. А., Тюрин С. В., Федотов В. Н. — Метод оценки долговечности тормозных накладок по результатам подконтрольной эксплуатации аналога 9
Рынкевич С. А. — Диагностирование гидроприводов на основе теории нечеткой логики 6
Савостьянова О. В. — Теория фракталов и решение прикладных инженерных задач на ее основе 12
Санинский В. А., Меньшинин Г. Г., Быков Ю. М. — Определение и подбор зазора в подшипниках скольжения методом моделирования и идентификации комплекта вкладышей условной втулке-подшипнику 3
Санкин Ю. Н., Гурьянов М. В. — Определение коэффициента рассеяния энергии в материале шины 11
Сиротский А. А. — Средства и методы автоматизации технологических процессов литейного производства 1
Сторожев Ю. М., Украженко К. А., Волков А. Н. — Изготовление кольцевых поверхностей в корпусах демпферных муфт 1

№

Тарасик В. П., Евсеенко И. А. — "Auto-HTM" — система автоматизированного проектирования и оценки АТС . . . 4
Украженко К. А. — Жесткость инструментальных соединений с избыточным базированием типа "конус—торец" . . . 3
Холмянский И. А. — Концепция системы автоматического проектирования ДВС и вариант ее реализации 3

ИНФОРМАЦИЯ

Карповский Я. Е. — На основе достижений науки и техники 5
Чумаков С. А. — Современные гидравлические жидкости . . . 9
Фесенко В. В. — Иномарки в России: факты и тенденции . . 12

В Ассоциации автомобильных инженеров

8-я Международная научно-техническая конференция ААИ . 8

За рубежом

Каленов Г. К. — Казахстан: проблемы безопасности дорожного движения 3
Кисуленко Б. В., Бочаров А. В. — Технология разработки методов испытаний и критериев оценки устойчивости автомобилей (опыт США) 11
Кит П. П. — Формы межфирменных стратегических альянсов в автомобильной промышленности 2
Кит П. П. — Развитие европейского грузового автомобилестроения 4
Кузнецов Е. С., Кузнецов А. А. — Практика проведения и использования результатов обязательных инспекторских осмотров автомобилей в Швеции 7
Кузнецов Е. С., Кузнецов А. А. — Дилерские предприятия США 12
Топалиди В. А., Никульников Э. Н., Гурьянов С. И. — Новые национальные стандарты Узбекистана по методам контроля безопасности АТС 6

Юбилеи

А. И. Рябчинскому — 70 лет 3
А. В. Дмитриевскому — 80 лет 7

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Касьянов С.В., Закиров Ф.Т., Халилов Н.Р. — Об условиях развития производства автокомпонентов в России 1
Мещерякова Е.В. — "Автофрамос" в российском автомобилестроении 3
АСМ-факты 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Жуков В.А., Курин М.С. — Влияние параметров наддува на экологические показатели дизеля 7
Уханов А.П., Симдянкин В.А. — Для снижения колебаний цилиндров двигателей с воздушным охлаждением 8
Блинов Е.И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Динамическая модель связанных колебаний ДТУ и подвески 11
Никульников Э.Н., Балакина Е.В., Зотов Н.М., Ревин А.А., Козлов Ю.Н. — Боковые силы и устойчивость движения автомобиля в режиме торможения . . 15
Кисуленко Б.В., Бочаров А.В. — Электронные системы контроля устойчивости — новый этап в повышении активной безопасности АТС 18
Набоких В.А., Подволоцкий А.В., Висков М.Г. — Высокочастотная катушка зажигания для ДВС с непосредственным впрыскиванием бензина 20
Испеньков С.А., Мелеш В.И., Ракицкий А.А. — Влияние климатических условий на динамическую нагруженность несущих узлов карьерных самосвалов . . 21
Читатель предлагает
Гладов Г.И., Зайцев С.В. — Аэромобиль 23

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Ревин А.А., Котов В.В., Еронтаев В.В. — Установка для диагностирования пневматической тормозной системы автомобиля с АБС 25
Семенов В.Г. — Физико-химические показатели биотоплива и их влияние на характеристики дизеля 27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Савостьянова О.В. — Теория фракталов и решение прикладных инженерных задач на ее основе 28
Коротков М.В. — Моделирование экологии города как единой дорожно-транспортной системы 30
Данилов И.К. — Метод безразборной оценки технического состояния пары "шатунная шейка—шатунный вкладыш" 31

ИНФОРМАЦИЯ

Фесенко В.В. — Иномарки в России: факты и тенденции 33
За рубежом
Кузнецов Е.С., Кузнецов А.А. — Дилерские предприятия США 35

* * *

Указатель статей, опубликованных в 2007 г. 37

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик, Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Т. В. Арбузова
Сдано в набор 3.09.2007. Подписано в печать 16.10.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 8,22. Зак. 467.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.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.