ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 10 • октябрь • 2009

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115.009.12

Государственное регулирование как инструмент повышения конкурентоспособности российского автомобилестроения

Канд. экон. наук А.В. ГНИНЕНКО

МГТУ «МАМИ»

Статья посвящена острой проблеме роли и места правительства (государства) в повышении конкурентоспособности национальной экономики и, в частности, в автомобильном, тракторном и сельскохозяйственном машиностроении. Автор критикует монетаристский подход определенных социальных групп российской экономической элиты к решению экономических проблем в национальной экономике и автомобильном, тракторном и сельскохозяйственном машиностроении, и в сжатой форме анализирует и систематизирует информацию о негативных процессах, происходящих в этой отрасли за период 2002—2009 (первое полугодие) гг., сравнивая действия Правительства РФ с действиями правительства США в этой области. Собранная и систематизированная информация позволяет прийти к заключению, что российскую интерпретацию монетаристской концепции, отрицающую активную роль правительства в экономике развитых стран, следует рассматривать как экономическую провокацию, троянского коня и экономическую ловушку, направленную на устранение России как глобального конкурента ведущих экономик мира. Предложена авторская концепция национальной управленческой системы повышения конкурентоспособности отечественных АТС и сельскохозяйственной техники.

Ключевые слова: государственное регулирование, роль правительства, национальная экономика, автомобильное, тракторное, сельскохозяйственное машиностроение, конкурентоспособность, монетаристская концепция, экономическая провокация, национальная управленческая система повышения конкурентоспособности отечественных АТС и сельскохозяйственной техники.

Gninenko A. V.

THE GOVERNMENT REGULATION AS THE INSTRUMENT OF THE AUTOMOBILE, TRACTOR AND AGRICULTURAL INDUSTRY COMPETITIVENESS IN RUSSIA

The article is dedicated to the acute problem of the role and place of government in the competitiveness of national economy, especially in automobile, tractor, and agricultural industries. The author criticizes the monetarist approach of the Russian officials towards the solving economic problems in the national economy as a whole, as well as the automobile industry of Russia, briefly analyzes the negative processes in the Russian automobile industry in the period 2002—2009 comparing it to the processes in the automobile industry of the USA. The author arrives at the conclusion that the interpretation of monetarist theory in Russia, denying the active role and the responsibility of the government in the economy of the developed countries, should be considered as an economical provocation, Trojan horse, and an economical trap aimed at the dismissal of Russia as a global competitor to the leading economics of the world.

Keywords: government regulation, the role of government, national economy, competitiveness, automobile, tractor, and agricultural industries, monetarist conception, economic provocation, the national competitiveness management system.

В 2002 г. Правительство РФ одобрило «Концепцию развития автомобильной промышленности России» на период до 2010 г., т. е. систему государственных взглядов на развитие отрасли. Ее стратегические цели, как было заявлено, состоят в удовлетворении потребностей внутреннего рынка, обеспечении национальной безопасности, увеличении объемов экспорта автомобильной техники и усилении позитивного влияния автомобильной промышленности на экономику. При этом подразумевалось, что одним из инструментов достижений поставленных в «Концепции» целей станет резкое повышение качества комплектующих и материалов, создаваемых в сопутствующих отраслях — металлургии, химической, нефтехимической, легкой промышленности, станкостроении (роботостроении), электронике.

В этот период, согласно «Концепции», отрасли и государству до 2010 г. предстояло решить следующие задачи: обеспечить транспортный комплекс страны современной отечественной техникой (по легковым автомобилям на 70—75 %, по грузовым и автобусам — на 85—90 %); поэтапно ввести в действие требования норм «Евро-2», «Евро-3» и «Евро-4», в результате чего у автомобилей выпуска 2001—2005 гг. экологическая нагрузка на внешнюю среду должна стать ниже на 60—65 %, экологический ущерб — на 103,7 млрд руб. в год, расход топлива новыми автомобилями — на 30, их металлоемкость — на 10—15 % ниже; повысить инвестиционную привлекательность предприятий российского автомобилестроения; проводить эффективную таможенную и акцизную политику, поддерживающую здоровую конкуренцию и в то же время защищающую отечественного производителя от экспансии подержанных автомобилей из-за рубежа; сделать страхование автомобильного транспорта и гражданской ответственности обязательными.

К сожалению, приходится констатировать, что к настоящему времени фактически выполнен лишь один пункт из этого перечня — внедрено ОСАГО. Большинство же других задач либо находятся в стадии решения (например, внедрение норм «Евро»), либо выполняются «с точностью до наоборот». В частности, созданы в докризисный период исключительно благоприятные условия для экспансии иностранных моделей автомобилей (особенно легковых) на российский рынок.

Так, если сравнить этот рынок в 2007 и 2006 гг., то видно следующее.

Суммарно он увеличился на 30,6 % и составил 2746 тыс. ед., однако доля российских моделей на нем снизилась на 11,2 % — с 37,3 до 26,1 %. Доля зарубежных моделей российской сборки возросла на 3,2 % (с 12,8 до 16 %), зато доля подержанных автомобилей зарубежного производства сохранились на уровне 2006 г. (14 %), а доля импортных новых автомобилей увеличилась на 8,9 % (с 35 до 43,9 %, или с 736 тыс. до 1206,4 тыс. ед.). Хуже того, в 2008 г. она достигла 46,6 %. В результате в распоряжении российских производителей сейчас осталось, по некоторым оценкам, всего лишь 20,6 % рынка, и эта доля постоянно снижается. В денежном же выражении она еще меньше и составляет всего 10 %. Так что 90 % средств, получаемых с российского рынка, уходит за рубеж в виде оплаты за готовые автомобили или комплектующие изделия.

Таким образом, есть все основания сказать, что основным источником удовлетворения потребностей российского рынка легковых автомобилей становится импорт.

Не все просто и со сборкой зарубежных легковых автомобилей на территории России. Да, большинство предприятий, организовавших их производство, ускоренными темпами наращивают его. Например, в 2008 г. его объем вырос на 30,2 %, тогда как выпуск отечественных — только на 5,1 %. Но даже при этом уже менее 50 % всех новых проданных автомобилей было произведено на территории России.

Это, во-первых. Во-вторых, притока новых технологий и повышения конкурентоспособности продукции отечественного автомобилестроения, о котором так много говорилось, промышленная сборка не вызвала, созданные локализации компонентных производств в России единичны. Вообще создается впечатление, что сборка объективно превращается (если уже не превратилась) в троянского коня зарубежных корпораций. Сначала постоянно увеличивающаяся зависимость российской автомобильной промышленности от зарубежных поставщиков и их устаревших технологий, а затем — полное ее разрушение.

Нельзя не отметить и такие факты.

Первый: правительство, чтобы расширить внутренний рынок отечественных легковых автомобилей в сторону восточных регионов страны, взяло на себя финансирование их доставки туда. Второй: за первое полугодие 2008 г. почти 50 % реализованных в России автомобилей было продано в кредит. Однако за последние месяцы объем выданных автокредитов резко сократился. Поэтому в марте 2009 г. с целью, как сообщают в правительстве, поддержки отечественных автопроизводителей во время кризиса решено выдавать льготные автокредиты тем, кто покупает их продукцию. Для чего банкам с государственным участием из госбюджета выделят 2 млрд руб. Как предполагается, этих денег должно хватить на 150 тыс. автомобилей, т. е. на ~5—6 % от производимых. Однако под категорию отечественных производителей почему-то отнесены и предприятия, занимающиеся промышленной сборкой зарубежных моделей, что, безусловно, усилит конкурентные позиции иностранных фирм на нашей территории. Кроме того, в решении сказано, что выбранная модель не должна стоить дороже 350 тыс. руб., но в список льготников попали и те модели, которые даже в базовой комплектации стоят дороже. Более того, средняя выгода от кредита при покупке иностранных моделей в 2—4 раза превышает выгоду от приобретения автомобилей отечественного производства. Тем самым хорошее по замыслу решение фактически стимулирует рост продаж моделей иностранных фирм, увеличение прибыли и усиление их позиций на российском рынке.

Тенденции, характерные для современного российского рынка легковых автомобилей, прослеживаются и в области коммерческого транспорта: рост этого рынка составляет 10—15 % в год, но он не обеспечивается адекватным предложением со стороны российских автозаводов (по данным экспертов, экономика России по этой причине теряет до 10 % ВВП — десятую часть потенциала экономического роста); в то же время темпы роста производства зарубежных моделей превышают темпы роста отечественных в 10 раз. В итоге, по тем же данным, к 2014 г. на российском рынке, емкость которого достигнет 180 тыс. ед., европейская «семерка» будет иметь ~100 тыс. ед., т. е. доля европейских производителей увеличится с 47 % в 2008 г. до ~53 % в 2014 г.

Прогноз, как видим, неутешительный. Но он, судя по фактам, может стать реальностью. Так, в 2008 г. фирмы МАН, «Скания» и «Вольво» имели 60 сервисных станций, а в 2008 г. — уже 101. Соответственно растет и потенциал предприятий, собирающих грузовые автомобили зарубежных моделей на территории России. Например, в 2008 г. выпуск грузовых автомобилей отечественных моделей сократился на 13 %, а автомобилей зарубежных, собранных на территории России, наоборот, вырос на 19 %, и их доля в общем производстве достигла 7,4 %.

Что касается российского автобусного рынка, то и здесь начинается атака зарубежных фирм. Причем основной ее объект — микроавтобусы. И это вполне объяснимо: рынок микроавтобусов и автобусов малого класса составляет сегодня 90 % рынка всех автобусов, выпускаемых в России.

Правда, российским производителям удается пока удерживать долю рынка на уровне 80 %. Однако тенденции настораживают. Так, если сравнить 2006 и 2007 гг., то оказывается, что отечественных моделей произведено на 4,2 % больше, а зарубежных — в 7,32 раза. И если доля последних в общем выпуске в 2006 г. составила 0,6 %, то в 2007 г. — уже 4,1 %. Объем же продаж иномарок российской сборки в 2008 г. увеличился, по сравнению с 2007 г., в 2 раза и составил 7,7 % общего объема. И в импорте новых автобусов преобладают автобусы малого класса. (В импорте подержанных — междугородные и туристические.)

Таким образом, факты говорят о том, что продолжается процесс активного замещения отечественных моделей автобусов на зарубежные, собираемые на территории России.

В связи со всем этим возникает вполне резонный вопрос: в чем причина столь неблагоприятных для отечественного автомобилестроения обстоятельств? Ответ на него, по мнению автора, дает история 1990-х годов.

Тогда, как известно, в качестве теоретической основы модернизации российской экономики были использованы концептуальные идеи монетаризма, навязанные советниками и специалистами Запада, особенно США, и их сторонниками в российских высших эшелонах власти. Монетаризм стал инструментом так называемой либеральной модернизации и подавался ими как современная и прогрессивная разновидность экономического либерализма, следуя которой США и ведущие страны Запада якобы добиваются внушительных успехов в экономике, в том числе и в автомобильной промышленности. Но, как видим, почти двадцатилетие псевдорыночных и псевдолиберальных реформ, которое сводило роль государственного регулирования экономическими и социальными процессами к беспрецедентному минимуму, не сформировало в России внутренние источники роста, основанные на размещении крупного частного капитала в фундаментальные и прикладные исследования и разработки, наукоемкие производства, развитие трудовых ресурсов, необходимых для модернизации национального автомобильного машиностроения.

Наоборот, попытка провести «либеральную модернизацию» отечественного автопрома на основе монетаристской модели привела практически к прямо противоположным результатам. Финансовый же кризис, начавшийся осенью 2008 г. и сопровождающийся рецессией и резким падением цен на энергоносители за рубежом, еще более обостряет необходимость поиска путей совершенствования механизмов управления процессами повышения конкурентоспособности продукции автомобилестроения, которые должны обеспечить импортозамещение и выход из порочного круга деградации российской экономики — нарастающего экспорта продукции добывающей промышленности, природных ресурсов и одновременно увеличивающегося импорта продукции зарубежного производства. И один из таких путей — государственное регулирование поведения и вовлечения российского бизнеса в процессы, обеспечивающие производство конкурентоспособной продукции автомобилестроения. Самое характерное тому доказательство — США, которые в докризисный период приводили как самый яркий пример экономического либерализма, т. е. предполагаемого государственного невмешательства в экономику и, в частности, в развитие национальной автомобильной промышленности.

Однако факты говорят об обратном. Правительство этой страны на протяжении последних 50 лет оказывает финансовую, законодательную и административную поддержку развитию и модернизации национальных научно-технологического и производственного потенциалов данной отрасли. Причем интенсивность такой поддержки особенно заметна, начиная именно с 1990-х годов, т. е. с момента, когда у нас ее сводили к нулю.

Чтобы убедиться в этом, достаточно посмотреть на приведенный в табл. 1 список государственных лабораторий (национальных НИИ), работающих в области создания новых технологий в автомобилестроении. Он доказывает, что долговременная стратегия американского правительства направлена на сокращение энергозависимости американской экономики от импорта углеводородных энергоносителей, основным потребителем которых является автомобильный транспорт.

Подтверждают это и табл. 2, в которой перечислены основные мероприятия правительства США, направленные на повышение конкурентоспособности национальной автомобильной промышленности.

Причем процесс государственного регулирования носит долговременный, системный, программный, стратегический и социальный характер. Правительство разрабатывает и реализует специальные среднесрочные и долгосрочные программы создания передовых технологий в автомобилестроении; стимулирует объединение усилий крупнейших автомобильных корпораций для достижения стратегической государственной цели — устранения энергетической зависимости американской экономики и автомобильной промышленности от импортируемых углеводородных энергоносителей; выступает как важнейший кредитор и источник финансовых средств для развития и модернизации научно-технологического и производственного потенциалов автомобилестроительной отрасли; издает законы, стандарты и нормативы, направленные на улучшение потребительских свойства автомобилей и их конкурентоспособность; прибегает к протекционистским мерам.

Примерно такая же картина наблюдается и в странах Запада. Так что созданный российскими «либера-

Таблица 1

Лаборатория (НИИ)	Направление исследований
"Санди"	Сокращение вредных выбросов от топлив углеводородных типов, продуктов отхода. Мембраны по производству водорода. Полное финансирование всех направлений исследований, связанных с водородным топливом для электромобилей. Техническая поддержка. Проект "Невада" (создание инфраструктуры для хранения, транспортировки и заправочных станций)
"Лоуренс" "Лайвимо"	Производство водорода из отходов сельскохозяйственных кормов. Создание микросферического накопителя из стекловолокна. Разработка регенерирующих систем топливных элементов. Технологическая оценка программ министерства транспорта по водородным топливам
"Рениуэйбл лаборатори"	Исследования в области создания электромобилей и гибридных автомобилей. Административная поддержка программ по производству водородных топлив: фотобиологическая, фотоэлектрохимическая, термохимическая программы. Производство водорода из биомассы
"Аргон"	Испытания и доводка автомобилей, работающих на водородном топливе. Технология изготовления топлива. Разработка керамической мембраны. Производство водорода (термохимическое, пиролиз). Требования к инфраструктуре

лами» миф о вредности государственного регулирования и необходимости сведения его к минимуму явно несостоятелен. Более того — абсолютно вреден. Данная экономическая модель — модель, к которой ведущие страны никогда не прибегали на практике.

Процессы, запущенные в 1990-е годы и ошибочно подававшиеся как «либерализация» и «модернизация», объективно ведут к деградации научно-технологического и производственного потенциалов и трудовых ресурсов России — важнейших условий производства конкурентоспособной продукции автомобильной промышленности. Фактически они инициируют своеобразную «технологическую цепочку», или механизм деградации и дезинтеграции всей экономики и социальной сферы страны. И, надо сказать, небезуспешно: автомобилестроение России приближается к «точке невозврата» на отечественный рынок.

Таблица 2

Год	Мероприятие и цель	Финансирование, млрд. долл.
1993	Государственная программа по созданию автомобиля нового поколения, ускорение получения технологий, обеспечивающих бóльшую экономию автомобильного топлива	Нет данных
2001—2005	Государственные программы "Интеллектуальные транспортные системы", "Инициатива по созданию интеллектуального автомобиля" и "Создание интеллектуального автомобиля"	—
2002	Программы министерств энергетики по переходу на "водородную экономику" (2002—2030 гг.) и перевод на "водородную экономику" ряда отраслей экономики к 2030 г.	1,2
2002	Билль об энергетической политике. Производство и применение зернового этанола и других альтернативных видов топлива для автомобилей	1,8 (налоговые кредиты)
2002	Программа по разработке новых видов топлива и двигателей "Фредомкар", рассчитанная на несколько десятилетий, и программа исследований в области топливных элементов	500,0 в 2002 г.
2004	Билли, касающиеся вопросов безопасности автомобиля при перевороте	256,0
2004	Программа по созданию водородного топлива, проведению исследований в области создания гибридных двигателей, экологически чистого дизеля и альтернативных видов топлива и материалов	Нет данных
2005	Программа по разработке гидравлических гибридных двигателей. Срок действия программы до 2010 года. Сокращение выброса вредных веществ в атмосферу и повышение топливной экономичности грузовых автомобилей	То же
2005	Трех- и пятилетняя технологические программы "Повышение эффективности и экологичности двигателей для легковых автомобилей"	0,0155
2006	Предоставление налоговых скидок и кредитов для усиления исследований, разработок и переоснащения производства автомобилей новых типов	7,5 (уменьшение налогов на 35 %)
2007	Облигации в поддержку разработки экологически чистого автомобиля и соответствующей модернизации производственных мощностей автомобильной промышленности	20
2007	"Билль о глобальном потеплении", который с 2012 г. вводит новый стандарт на расход топлива	232

Для организации конкурентного противостояния зарубежным фирмам как вариант могут быть приняты первоочередные меры (см. рисунок), которые представляют собой алгоритм и сводятся к мобилизации научного, технологического, производственного, трудового потенциалов российского автопрома на разработку и внедрение отечественных брендовых моделей на основе передовых технологий в области двигателестроения и топлив. Для его реализации необходимо:

1. Создать шесть государственных НИИ («ГАЗ», «ВАЗ», «Дон», «Иж», «Москвич» и «Сибирь») под брендовые марки отечественных легковых автомобилей, а также строительные корпорации с конкретными программами, планами, финансированием, персональной ответственностью руководителей за расходование государственных ресурсов и получение конкретных результатов в производстве конкурентоспособных легкового и грузового автомобилей, автобуса. Таких корпораций, по мнению автора, должно быть пять: Северо-Западная (Санкт-Петербург, Ленинградская область, Кали-

нинград, Новгород); Центральная (Москва, Московская, Калужская, Смоленская, Владимирская области); Поволжская (Ижевск, Нижний Новгород, Татарстан, Самарская область, Ульяновск); Южная (на базе ТагАЗ) и Сибирско-Дальневосточная, ориентированная на создание автосборочных заводов совместно с Южной Кореей, Японией и Китаем на условиях максимальной локализации производства компонентов для АТС под отечественным брендом.

2. Поставить перед этими корпорациями следующие первоочередные задачи: возродить отечественные бренды легковых, грузовых автомобилей и автобусов; на основе разработки и внедрения инновационных опережающих технологий обеспечить развитие импортозамещающего производства, а также максимальную технологическую унификацию; в рамках предприятий с иностранным капиталом (промсборка) кардинально стимулировать локализацию производства; прекратить государственное субсидирование (льготирование) закупок автомобильной техники зарубежного производства; в сельских регионах наладить производство и использование альтернативных видов биотоплива и переоборудование автомобильной техники агропромышленного комплекса для работы на этих видах топлива, что должно обеспечить необходимую конкуренцию частному бизнесу, назначающему монопольно высокие цены на ГСМ для сельского хозяйства.

3. Внедрить *системный государственный заказ и системные государственные гарантии,* которые должны подразумевать обратную связь, т. е. обеспечение конкретного положительного результата со стороны отечественных производителей: ответственности поддерживаемых государством предприятий как по отношению к государству, так и к предприятиям и физическим лицам. Если предприятие (руководители предприятия), получив государственную субсидию, не выполнило своих обязательств, оно должно быть национализировано и передано в управление государству с отстранением от должности руководителей по профессиональному несоответствию. Как вариант предлагается, объединив и сократив два-три из существующих министерств, создать министерство планирования и финансирования экономического и социального развития, основная цель которого — формирование многоуровневой системы государственных заказов на разработку, изготовление и внедрение конкурентоспособной продукции в базовых отраслях отечественной экономики. Правительство должно сбалансированно стимулировать и поддерживать не только автомобильную промышленность как таковую, но и смежные отрасли и подотрасли, регулировать экономическое поведение реальных покупателей продукции, прежде всего внутри страны, т. е. предприятия и организации промышленности и сельского хозяйства, а также покупательную способность населения, что в конечном итоге невозможно без сохранения рабочих мест в реальном секторе экономики. Предприятия — изготовители легковых АТС тоже должны переориентировать свое производство на модельный ряд, отвечающий превалирующим запросам физических лиц. При этом по примеру «Производственной системы «Тойота» они должны постепенно перейти на составление производственных планов под предпочтения конкретных потребителей, усилив маркетинговую службу своих предприятий.

Литература

1. Федеральная служба государственной статистики РФ, www/gks.ru Аргументы и факты. № 13, 2009. С. 16.
2. Слушания в Госдуме РФ от 23.04.08. «О состоянии тракторостроения и сельскохозяйственного машиностроения в Российской Федерации, энерговооруженности сельского хозяйства Российской Федерации и перспективах их развития» // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 8. С. 7—12.
3. SAE Automotive Engineering International, September 2002. P. 90.
4. Automotive Engineering International, November 2005. P. 33, 79.

УДК 629.113/.115

Автомобилестроение России в первом полугодии 2009 г.

Кризисные явления, охватившие финансовую сферу и реальную экономику России в конце 2008 и в первом полугодии 2009 г., вызвали серьезный спад производства и продаж автомобилей. Между тем антикризисные меры правительства, разработанные и реализуемые в банковской и производственной сферах, положительного воздействия на стабилизацию экономики в I и II кварталах 2009 г. в существенной степени не оказали. А из десяти поручений правительства в период с осени 2008 г. по сегодняшний день, направленных на поддержку отечественной автомобильной промышленности, полностью выполнено только одно: повышены пошлины на подержанные автомобили зарубежного производства. (Частично выполнены три, шесть — не выполнено.)

По данным ОАО "АСМ-холдинг", производство автомобильной техники на отечественных предприятиях в первом полугодии 2009 г. из-за неблагоприятной экономической ситуации в стране и мире продолжало снижаться. За январь — июнь 2009 г. выпущено **легковых** автомобилей, грузовиков (включая шасси) и автобусов — 341,5 тыс. шт., что составляет лишь 37,8 % к сопоставимому периоду прошлого года (в январе — июне 2008 г. — 903,3 тыс.).

При этом объем производства легковых автомобилей традиционных отечественных марок за шесть месяцев 2009 г. составил 34,9 % к аналогичному уровню 2008 г. Подавляющее большинство предприятий, изготовляющих легковые автомобили, существенно снизили их выпуск: ОАО "ГАЗ" — 445 шт. (за январь — июнь 2008 г. — 15,2 тыс. ед.), ОАО "АвтоВАЗ" — 139,4 тыс. (в 2008 г. — 384,5 тыс.), ОАО "УАЗ" — 4,7 тыс. (в 2008 г. — 15, 5 тыс.), ОАО "ИжАвто" — 9,8 тыс. (в 2008 г. — 31,8 тыс.). Темпы же выпуска в России легковых автомобилей зарубежных торговых марок оказались более высокими, чем у традиционных отечественных автопроизводителей. Тем не менее и они составили только 47,3 % к сопоставимому периоду прошлого года. В целом, сокращение их производства в России произошло более чем в 2 раза.

Производство легковых автомобилей предприятиями, работающими в режиме промышленной сборки, составило 100 666 против 181 489 шт. в первом полу-

годии 2008 г., т. е. снижение составило 55,5 %. В частности, группа компаний "Автотор" их изготовила за шесть месяцев 2009 г. 29, 8 тыс. шт. (53,7 % к соответствующему периоду прошлого года); ОАО "Автофрамос" — 23,96 тыс. (58,4 %); ЗАО "Форд Мотор Компани" — 24,6 тыс. шт. (70,5 %); ООО "Дженерал Моторз Авто" — 4,4 тыс. (27,2 %). Несмотря на общее снижение выпуска автомобилей из-за кризиса в России, два предприятия с зарубежным капиталом показали хорошие результаты. Это ООО "Тойота Мотор Мануфэкчуринг Россия" (+60,8 %) и ООО "Фольксваген Рус" (+23,2 %).

Грузовых автомобилей за шесть месяцев 2009 г. в России изготовлено 39,3 тыс. шт., что составляет 27,2 % к сопоставимому периоду прошлого года (144,4 тыс.). Производство **автобусов** составило 13,3 тыс. шт., или 36,3 % от показателя первого полугодия 2008 г. (36,5 тыс.).

Показатели выпуска напрямую отражают ситуацию, сложившуюся на отечественном автомобильном рынке, меры по стимулированию которого пока не принесли ожидаемых результатов

До конца 2008 г. на фоне снижения продаж автомобилей в странах Европы и Северной Америки российскому автомобильному рынку удавалось удерживать статус растущего. Однако в течение первой половины 2009 г. российский рынок практически рухнул: темпы его падения превзошли и европейские, и американские.

По предварительной оценке ОАО "АСМ-холдинг", объем российского рынка **легковых автомобилей** в первом полугодии сократился на 54 % к соответствующему показателю 2008 г. и составил 742,4 тыс. проданных автомобилей.

При этом падение коснулось всех секторов: традиционных отечественных марок, зарубежных моделей российской сборки, импортированных новых и подержанных автомобилей.

Перераспределение рыночных долей отмечено в пользу продаж новых импортированных автомобилей, доля которых увеличилась до 54,2 % против 47,2 % годом ранее. Благодаря введению запретительных пошлин резко упал импорт подержанных автомобилей.

Наиболее сильно пострадал от экономического кризиса рынок **грузовых автомобилей**. Так, если по итогам 2008 г. в России был отмечен их умеренный рост продаж (+11,4 %), то в течение первого полугодия 2009 г. рынок грузовых автомобилей сократился на 78 %, и продажи составили всего 46,8 тыс. машин против 212,6 тыс. годом ранее. Падение продаж распространилось на все сегменты рынка грузовиков (отечественные автомобили, собранные в России зарубежные, импорт новых и подержанных) при некотором перераспределении рыночных долей в пользу отечественных автомобилей (62,3 %) и зарубежных моделей российской сборки (3,8 %). Совокупная доля импортированных грузовиков сократилась с 42,5 до 33,9 %, причем это сокращение коснулось как новых, так и подержанных автомобилей.

Единственный сектор российского автомобильного рынка, падение которого началось еще в 2008 г. — рынок **автобусов**. В то время как рынки легковых автомобилей и грузовиков показали по итогам 2008 г. прирост продаж (21,4 и 11,4 % соответственно), рынок автобусов уже тогда испытал падение годовых продаж на 29 %. На протяжении первого полугодия 2009 г. тенденция сохранилась. Продажи автобусов сократились по сравнению с первой половиной 2008 г. на 68,4 % и составили 11,0 тыс. ед. против 34,9 тыс. годом ранее. Показательно, что доля отечественной продукции на автобусном рынке России удерживается на уровне выше 75 %, хотя и подвержена постепенному сокращению. Вместе с тем совокупная доля продаж автобусов отечественных моделей и иностранных моделей российской сборки выросла за год на 2,8 процентного пункта и составила 90,8 %; при этом отечественные модели потеряли 6,4 процентных пунктов (до 76,6 %), а "российские иномарки" прибавили 9,2 процентных пунктов (до 14,2 %).

Если на российском автомобильном рынке в середине 2009 г. продолжилась стагнация, то на авторынках Западной Европы наметились первые положительные результаты. Согласно имеющимся данным, продажи легковых автомобилей в 15 странах Западной Европы выросли в июне на 4,6 % по сравнению с июнем прошлого года. В целом, рост продаж легковых автомобилей вместе с новыми странами-членами Евросоюза составил только 2,4 % за тот же период. Это первый положительный показатель, достигнутый за более чем годовой период.

Такой результат является прямым следствием воздействия покупательских льгот на автомобильный рынок. Особенно это заметно в Германии, где прирост месячных продаж (к июню прошлого года) составил 40,5 %. По оценке западных аналитиков, немецкий рынок легковых автомобилей уже вырос в этом году на 26,1 %. По некоторым оценкам, благодаря стимулированию продаж, в Германии по итогам года могут быть проданы порядка 4 млн автомобилей.

Именно схемы так называемого "утилизационного бонуса" в сочетании со значительными скидками автопроизводителей формируют объем западноевропейского рынка легковых автомобилей, который по итогам года может оказаться сопоставимым с объемом продаж 2008 г. или близким к нему.

Введенные льготы оказали стабилизирующий эффект на рынок и предотвратили возможный коллапс. Однако аналитики предупреждают, что обстановка, которая возникнет после отмены льгот, может создать крупную проблему для отрасли в 2010 г., когда сроки действия льгот истекут. Думается, что правительства европейских стран найдут пути стабилизации автомобильного рынка и в 2010 г.

Возвращаясь к российскому рынку и анализируя сложившуюся ситуацию, можно с уверенностью сказать, что рынок автомобилей в 2009 г. продолжит падать во всех трех секторах и соответственно снизятся объемы производства автомобилей. По оценке аналитиков ОАО "АСМ-холдинг", при условии тех мер, которые были приняты по поддержке российского автопрома, прогноз на 2009 г. будет следующим. Легковых автомобилей выпустят 630—700 тыс. шт. (в 2008 г. — 1468,5 тыс.), т. е. вдвое меньше. Выпуск грузовых автомобилей составит около 100—120 тыс. шт. (в 2008 г. — 258 761 шт., в 2007 г. — 290 460 ед.). Автобусов будет произведено в 2009 г. порядка 35—38 тыс. шт. (в 2008 — 67 153 шт., в 2007 г. — 88 560 шт.).

Если проанализировать меры по поддержке автопрома, которые принимаются сейчас, то они иной раз име-

ют противоречивый характер и требуют много согласований, которые зачастую тонут в межведомственной переписке. Разумеется, просто перечисляя деньги заводам, государство только продлевает их стагнацию. За время кризиса необходимо провести реальную реструктуризацию предприятий автомобильной отрасли, чтобы после рецессии заводы могли полноценно работать.

Из долгосрочных мер необходимо установить порог локализации, определив тем самым, что такое российский автомобиль, трактор, комбайн. Если говорить о Европе, то там долгое время этот показатель составлял 90 %. Только такие проекты получали поддержку правительств. В настоящее время этот порог несколько снизился, в настоящее время уровень локализации в странах Евросоюза составляет от 60 до 70 %. Это правило необходимо принять для всех проектов в России, не только в автомобильной промышленности, но и в других обрабатывающих отраслях.

Только проекты с локализацией компонентов и материалов более 70 % должны поддерживаться государством — это и будет государственной политикой.

Вторая мера, необходимая для поддержки автопрома, — изменение налогового законодательства. У нас намного выгоднее вывозить за границу металл в виде брикета, сырую нефть, лес-кругляк, чем производить высококачественные прокат, бензин, мебель. Государство должно за счет снижения налогов стимулировать увеличение добавленной стоимости в автомобильной промышленности.

Третья из долгосрочных мер — развитие системы НИОКР, которая серьезно пострадала за годы перестройки. В этой области мы отстаем от Индии, Китая, Бразилии, не говоря уже о развитых странах Евросоюза. В европепейских странах расходы на НИОКР составляют 6 % от всех затрат на автопроизводство. В Японии, в частности, у компании Toyota — 10 %.

Еще одна мера для стимулирования притока капитала в нашу автомобильную промышленность — государство не должно брать с зарубежного автопроизводителя налоги, если он вкладывает свою прибыль в расширение своего производства на территории России.

Говоря об оперативных мерах по поддержке автопрома, необходимо также посмотреть на современный опыт Европы, касающийся утилизации старых автомобилей. Нужно определиться с суммой денег, которую государство должно выделить конкретному человеку за утилизацию его старого автомобиля. Эти деньги должны пойти в зачет оплаты новой машины, тем самым стимулировать продажи и, следовательно, производство автомобилей. Сумма так называемого "утилизационного бонуса" должна составлять не менее 75 тыс. руб. за один старый автомобиль.

Еще одной оперативной мерой может стать зачет и возврат денег по налоговой декларации за 2009 г. При налоговой ставке с физлиц в 13 % возврат составит на одного работающего порядка 40 тыс. руб.

Для проведения таких мер необходима воля нашего правительства и прямые договоренности с иностранными инвесторами, которые уже присутствует на отечественных автозаводе, например, в ОАО "АвтоВАЗ".

АСМ-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВАТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРЕДПРИЯТИЯМИ РОССИИ, БЕЛОРУССИИ, УКРАИНЫ И УЗБЕКИСТАНА
(по данным ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

Предприятие-изготовитель	июнь 2009 г.	июнь 2008 г.	прирост, %	январь—июнь 2009 г.	январь—июнь 2008 г.	прирост, %
АВТОМОБИЛИ ГРУЗОВЫЕ						
ЗИЛ	185	345	−46,4	939	2 686	−65,0
ГАЗ, в том числе	4 228	14 061	−69,9	16 539	80 118	−79,4
"Максус"	6	—	—	149	—	—
КамАЗ	1 575	4 532	−65,2	10 805	28 090	−61,5
"АЗ "Урал"	607	1 484	−59,1	3 085	8 587	−64,1
УАЗ, в том числе:	619	2 334	−73,5	3 123	12 011	−74,0
UAZ-2360	12	60	−80,0	22	382	−94,2
UAZ-2363	37	—	—	85	2	+4150,0
"Северстальавто-Исудзу"	213	939	−77,3	1 934	2 582	−25,1
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	50	196	−74,5	138	547	−74,8
"ИжАвто"	—	543	—	1 016	3 212	−68,4
БАЗ	4	59	−93,2	41	315	−87,0
КЗКТ	—	—	—	3	6	−50,0
НефАЗ (*самосвальные установки)*	520	1 610	−67,7	3 534	9 481	−62,3
* Саранский завод автосамосвалов	61	213	−71,4	176	1 626	−89,2
* "Бецема"	—	82	—	12	388	−96,9
"ВТС Зеленоград", "Вольво Калуга плант"	20	60	66,7	121	272	−55,5
"ИВЕКО-АМТ" ("ИВЕКО-УралАЗ")	29	22	+31,8	79	169	−53,3
"Моторика" (*ВАЗ-2329*)	10	51	−80,4	84	302	−72,2
"ВАЗинтерсервис" (ВИС)	33	205	−83,9	637	1 264	−49,6
ТагАЗ	6	72	−91,7	671	2 391	−71,9
"Яровит Моторс"	—	2	—	4	9	−55,6
* "Спектр Авто"	96	155	−38,1	455	993	−54,2
"Чайка-НН", в том числе:	18	458	−96,1	186	2 578	−93,8
собственные модели	9	273	−96,7	92	1 414	−93,5
** переоборудование*	9	185	−95,1	94	1 164	−91,9
* "Филиал машзавод"	—	35	—	45	282	−84,0
* Смоленский ААЗ	22	30	−26,7	60	251	−76,1
* "Метровагонмаш"	—	38	—	38	209	−81,8
МАЗ	870	1 889	−53,9	4 884	9 742	−49,9

Предприятие-изготовитель	июнь 2009 г.	июнь 2008 г.	прирост, %	январь—июнь 2009 г.	январь—июнь 2008 г.	прирост, %
МЗКТ	18	60	−70,0	151	289	−47,8
БелАЗ	63	163	−61,3	296	847	−65,1
МоАЗ	7	10	−30,0	45	53	−15,1
КрАЗ	15	301	−95,0	80	1 886	−95,8
ЗАЗ	52	133	−60,9	404	685	−41,0
АВТОМОБИЛИ ЛЕГКОВЫЕ						
ГАЗ, в том числе:	249	1 722	−85,5	445	15 161	−97,1
"Волга Сайбер"	249	—	—	445	—	—
"Соллерс-Набережные Челны" (ЗМА),	230	3 774	−93,9	4 289	17 414	−75,4
ВАЗ в том числе:	33 186	63 156	−47,5	139 421	384 491	−63,7
ПСА "Бронто"	22	9	+144,4	40	68	−41,2
УАЗ	989	3 171	−68,8	4 661	15 314	−69,6
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	29	—	—	91	418	−78,2
"ИжАвто", в том числе:	52	5 814	−99,1	9 797	31 775	−69,2
ВАЗ	—	1 992	—	4 257	11 513	−63,0
"Киа"	52	5 814	−98,6	5 540	20 262	−72,7
"Автотор"	7 179	8 878	−19,1	29 771	55 445	−46,3
"ДжиЭм-АвтоВАЗ"	2 625	5 135	−48,9	10 085	29 648	−66,0
ТагАЗ	1 960	9 286	−78,9	8 842	55 221	−84,0
АК "Дервейс"	—	623	—	357	3 140	−88,6
Аргунский завод "Пищемаш" (*ВАЗ-2107)*	60	—	—	468	—	—
"Автофрамос"	5 047	6 709	−24,8	23 964	41 044	−41,6
"Форд"	3 158	6 280	−49,7	24 619	34 921	−29,5
"Дженерал Моторз "	—	4 821	—	4 427	16 279	−72,8
"Тойота"	699	448	+56,0	2 431	1 512	+60,8
"Фольксваген Рус"	3 142	4 749	−33,8	25 146	20 409	+23,2
"Нисан"	165	—	—	165	—	—
СП "Юнисон" (Минская обл).	20	20	0,0	196	70	+180,0
"ДжиЭм-Узбекистан" ("УзДэу-авто")	17 708	17 005	+4,1	78 067	78 023	+0,1
ЗАЗ, в том числе:	6 063	24 831	−75,6	22 329	129 588	−82,8
ЗАЗ	1 140	1 912	−40,4	3 262	8 820	−63,0
АВТОБУСЫ						
ЗИЛ	—	—	—	1	—	—
ГАЗ, в том числе:	1 380	2 100	−34,3	6 275	14 172	−55,7
"Максус"	33	32	+3,1	207	67	+209,0
"АЗ "Урал"	12	65	−81,5	118	474	−75,1
УАЗ	306	1 430	−78,6	1 805	8 468	−78,7
"Соллерс-Елабуга" ("*ФИАТ Дукато*")	204	280	−27,1	641	405	+58,3
ПАЗ	465	1 319	−64,7	2 227	7 407	−69,9
ЛиАЗ	71	268	−73,5	244	1 386	−82,4
ГолАЗ	4	29	−86,2	24	206	−88,3
КАвЗ	31	188	−83,5	121	972	−87,6
"Русские автобусы Марко"	2	74	−93,3	53	242	−79,1
ВАП "Волжанин"	27	15	+80,0	94	157	−40,1
НефАЗ, в том числе:	58	100	−42,0	222	588	−62,2
**Вахтовые автобусы*	9	—	−	9	14	−35,7
"Тушино-Авто"	4	59	−93,2	28	262	−89,3
"Мичуринский автобус"	—	5	—	2	43	−95,3
"Скания-Питер"	7	12	−41,7	27	55	−50,9
СТ "Нижегородец" ("*Форд Транзит*")	153	208	−26,4	605	1 054	−42,6
"Самотлор-НН.	64	39	+64,1	486	557	−12,7
"ЕвоБус Руссланд" ("*Мерседес Спринтер*")	—	1	—	—	40	—
"Ростовский завод грузовых автомобилей" (РЗГА)	33	55	−40,0	276	175	+57,7
"Ростовский автобусный завод" (РоАЗ)	—	—	—	2	—	—
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	—	—	—	2	—	—
МАЗ	96	160	−40,0	630	786	−19,8
КрАЗ	—	—	—	12	—	—
ЗАЗ	5	70	−92,9	35	297	−88,2
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
"ТролЗА"	14	20	−30,0	149	80	+86,3
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	9	12	−25,0	58	59	−1,7
"Тушино-Авто"	17	13	+30,8	46	80	−42,5
Башкирский ТЗ	4	6	−32,3	31	33	−6,1
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ГАЗ	20	60	−66,7	20	710	−97,2
ЛиАЗ	2	—	—	15	—	—

Примечание: * — на шасси автомобилей других изготовителей; нет данных по ряду предприятий Белоруссии и Украины.

УДК 629.032

Мобильность колесных машин

Канд. техн. наук В.А. ГРУШНИКОВ

НИЦИАМТ НАМИ

Рассмотрены основные характеристики и параметры влияния для повышения мобильности колесных транспортных средств на примере сравнения конструкции современного бронетранспортера двойного применения "Пандуп II" (Германия), российских грузовых автомобилей повышенной проходимости и других аналогов. Даны некоторые преимущества и специфические свойства зарубежной модели, что полезно использовать при разработке конкурентоспособной автомобильной продукции в России.

Ключевые слова: колесное транспортное средство, бронетранспортер, технические характеристики, мобильность, проходимость, маневренность.

Grushnikov V. A.

WHELL VEHICLE MOBILITY

The main technical characteristics and parameter's influence for wheel vehicle mobility improvement are considered. The construction of the modern armoured transporter with double application Pandur II (Germany) are compared with Russian cross-country cargo vehicles and another analogs. Some advantages and specific properties of foreign model are given, it is useful for development of competitive automotive products in Russia.

Keywords: wheel vehicle, arroured transporter, technical characteristics, mobility, cross-country capacity, maneuverability.

По классическому энциклопедическому определению, под мобильностью понимается подвижность, способность к быстрому передвижению, действию. Для колесных транспортных средств этот обобщенный комплексный показатель зависит от таких дифференциальных характеристик, как сила тяги, крутящий момент, реализация сцепных свойств, проходимость, запас хода, обзорность, устойчивость и управляемость, маневренность и др. Попробуем оценить их на примере трех полноприводных АТС — ЗИЛ-131, десятки лет выпускавшегося в СССР автомобиля, достаточно современного белорусского МЗКТ-6527 «Волат» и недавно поступившего на вооружение бундесвера немецкого бронетранспортера «Пандур II» (рис. 1), который классифицируется как транспортное средство двойного (военного и гражданского) применения.

Такая оценка позволяет выявить изменения, произошедшие с перечисленными выше дифференциальными характеристиками маневренности, а, следовательно, тенденции развития колесных машин. Что, безусловно, чрезвычайно важно и для теории, и особенно для практики.

Технические характеристики рассматриваемых машин и их узлов приведены в таблице.

Даже самый беглый взгляд на таблицу показывает, что с точки зрения мобильности ЗИЛ-131 и МЗКТ-6527 уступают «Пандур II». И не только по способности преодолевать препятствия, но и сохранять подвижность на всех практически возможных опорных (городские, проселочные дороги, тяжелый грунт, высокие уступы, рвы) и безопорных (грязь, брод, водная акватория) основаниях, в арктических и пустынных климатических условиях.

Высокая мобильность «Пандур II» — результат ориентации на потребителя: он востребован не только военными, но и теми, кто занимается утилитарной хозяйственной деятельностью, связанной, например, с геологической разведкой, археологическими экспедициями, освоением полезных ископаемых, спасательных и т. п. мероприятий. Необходимые для этого тягу и крутящий момент ему обеспечивают мощный силовой агрегат с продольно ориентированным полностью электронно-управляемым шестицилиндровым дизелем «Камминз ISLe HPCR», оснащенным топливной системой «коммон рейл» и наддувом с переменной геометрией, автоматической планетарной шестиступенчатой синхронизированной коробкой передач с гидротрансформатором крутящего момента, системой внутреннего эксплуатационного мониторинга состояния систем и агрегатов, уникальным водометным движителем и рядом других новшеств. Трехосный же ЗИЛ-131, который имеет карбюраторный двигатель, развивающий более чем в 3 раза меньшие максимальные мощность и крутящий момент, а также механическую пятиступенчатую синхронизированную коробку передач, естественно, не может с ним конкурировать. Да и у четырехосного полноприводного МЗКТ-6527 мощность двигателя тоже ниже, хотя благодаря механический девятиступенчатой синхронизированной коробке передач развиваемый им максимальный крутящий момент выше. Все дело в том, что у сравниваемых машин различные значения удельных мощности и крутящего момента. Так, если у «Пандур II» они составляют соответственно 14,56 кВт/т (19,83 л.с./т) и 52,17 Н · м/т (5,3 кгс·м/т), то у ЗИЛ-131 — 10,8 кВт/т (14,73 л.с./т) и 39,47 Н · м/т (4,02 кгс · м/т), у МЗКТ-6527 — 6,39 кВт/т (8,69 л.с./т) и 37,28 Н · м/т (3,8 кгс · м/т).

Рис. 1. Общий вид бронетранспортера «Пандур II» — транспортного средства двойного применения

И по экологии у «Пандур II» есть несомненный плюс: он соответствует новейшим американским нормам на вредные выбросы и нормам «Евро-3». Причем из военных соображений задача решена только за счет чисто внутридвигательных мероприятий — организации систем охлаждения двигателя и надувочного воздуха, а также оптимального подбора автоматической коробки передач, раздаточной коробки и гидросистемы, что обеспечивает надежную эксплуатацию при любых экстремальных условиях, в том числе при высоких (до 325 К, или +52 °С) наружных температурах, и то, что немалую роль в обеспечении надежности играют все трубопроводы, оснащенные самоуплотняющимися быстрозапирающимися соединительными муфтами.

Реализация сцепных свойств с опорным основанием и повышенная проходимость АТС обеспечиваются, как известно, не только высокой энергооснащенностью, но и регулированием давления воздуха в шинах. С этой точки зрения все три рассматриваемые колесные машины формально равноценны: такие системы у них есть. Однако для достижения максимально возможной силы тяги в любых дорожных и «бездорожных» условиях важен еще и алгоритм работы этих систем. И здесь «Пандур II» тоже впереди: у него предусмотрено оптимизированное целевое регулирование внутреннего давления воздуха в шинах: водитель может его снижать или повышать, оптимально подбирая в зависимости от условий и скорости движения по мягкому или твердому опорному основанию. Причем в колесах как одной оси, так и всех осей.

При всех преимуществах автоматически управляемой трансмиссии (рис. 2) с двухступенчатой раздаточной коробкой, четырьмя осевыми дифференциалами, колесными редукторами и шарнирными приводными валами «Пандур II» передвигается по местности большей частью с разблокированными дифференциалами, что снижает нагруженность, вероятность появления паразитных блуждающих моментов и повышает долговечность агрегатов, узлов и деталей трансмиссии, а также эффективность использования двигателя (с 20%-м уменьшением потребления топлива).

Для повышения эффективности использования возможностей и реализации крутящего момента на колесах «Пандур II» установлены четырехступенчатые планетарные редукторы в герметичном (грязезащищенном) исполнении, весьма востребованном в усло-

Агрегат, система, узел	Параметр	Модель автомобиля		
		ЗИЛ-131	МЗКТ-6527	"Пандур II"
Машина в целом	Колесная формула	6 × 6	8 × 8	8 × 8
	Число управляемых осей	1	2	2
	Габаритные размеры, м	6,9 × 2,5 × 2,975	9,5 × 2,55 × 3,755	7,35 × 2,67 × 2,08
	Масса, кг:			
	полная	10 185	46 000	23 000
	снаряженная	6460	19 000	—
	Грузоподъемность, т	3500	27 000	—
	Максимальная скорость, км/ч	80	80	105
	Запас хода, км	850	610	750
	Наличие АБС	Нет	Нет	Есть
	Преодолеваемые препятствия:			
	боковой уклон, %	—	—	40
	осевой уклон, %	30	30	70
	глубина брода, м	—	—	1,5
Двигатель	Тип	Бензиновый	Дизель	Дизель
	Максимальная мощность, кВт (л.с.)/мин$^{-1}$	110 (150)/3200	294 (400)/1900	335 (456)/2100
	Максимальный крутящий момент, Н · м (кгс м) при мин$^{-1}$	402 (41)/1880—2000	1715 (175)/1100—1300	1200 (122)/1800
Подвеска		Передняя — на продольных полуэллиптических рессорах и гидравлических амортизаторах. Задняя — балансирная на двух продольных полуэллиптических рессорах с шестью продольными реактивными штангами	Первой и второй оси — рессорная с гидравлическими амортизаторами. Задней тележки — рессорно-балансирная	Механическая с верхними и нижними опорами упруго-демпфирующих агрегатов
Трансмиссия		Механическая с двухступенчатой раздаточной коробкой, двумя осевыми дифференциалами и четырьмя карданными валами	Механическая с одноступенчатой раздаточной коробкой и восемью осевыми дифференциалами	Автоматическая с двухступенчатой раздаточной коробкой, четырьмя осевыми дифференциалами, колесными редукторами и шарнирными приводными валами
Рулевое управление		Рулевой механизм "винт—гайка на циркулирующих шариках—рейка—сектор", с гидроусилителем	Рулевой механизм "винт-гайка на циркулирующих шариках—рейка—сектор" с гидроусилителем	Управляемые колеса двух передних осей с механической рулевой трапецией, механизмом "винт—гайка" с гидроусилителем и торможением внутренних колес

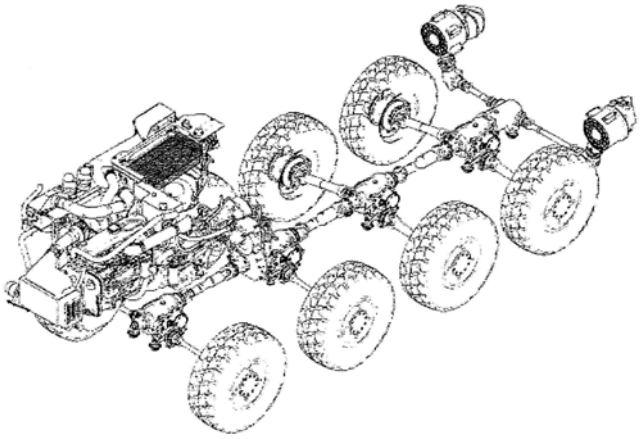

Рис. 2. Трансмиссия «Пандур II»

виях бездорожья. Передача крутящего момента от дифференциалов к колесным приводам осуществляется усовершенствованными шарнирными валами с равными угловыми скоростями и постоянными передаточными характеристиками, а также сниженным корпусным шумом контактных сопряжений. Организованная таким образом трансмиссия теоретически в экстремальной ситуации может передавать крутящий момент даже на одно колесо с ограничением только по его сцепным свойствам с опорной поверхностью. В практическом приложении это означает передачу на него крутящего момента до 30 кН (3,1 тс), таким образом обеспечивая постоянную дополнительную (до 80 кН, или 8,2 тс) тягу на крюке при движении как передней, так и задней тросовой лебедок.

Большое влияние на мобильность «Пандур II» оказывает такое специфическое свойство, как обзорность: водитель видит дорогу (местность) на расстоянии не менее 15 м. Причем даже при движении в подводном положении (через перископ). Однако светотехника данной машины по расположению источников освещения и световой сигнализации нормативным требования Правил № 48 ЕЭК ООН и Директивам № 76/756 и 76/756-2007/35 ЕС соответствует не в полной мере, что создает некоторые неудобства или небольшие ограничения при эксплуатации на дорогах общего пользования в темное время суток.

По запасу хода, т. е. показателю автономности, сравниваемые машины вполне сопоставимы: у «Пандур II» — 750 км, у ЗИЛ-131 — 850, у МЗКТ-6527 — 610 км; по максимальной скорости движения выигрывает первый: у него она равна 105 км/ч, тогда как у последних она составляет 80 км/ч.

При близости показателей проходимости, задаваемых чисто конструктивными мерами, например, углы переднего/заднего свеса (въезда/съезда): у «Пандур II» — 38°/41°, у ЗИЛ-131 — 35°/40°, у МЗКТ-6527 еще меньше — 27°/29°; «Пандур II» преодолевает в 2 раза более крутые подъемы, глубокие рвы; гораздо устойчивее на косогорах, чем ЗИЛ-131 и МЗКТ-6527, не говоря уже о преодолении брода и плавучести. Здесь играет роль как более высокая его энергооснащенность, так и «опущенный» центр масс (у «Пандур II» он менее 1 м, у ЗИЛ-131 — 1,163 м) и больший дорожный просвет, достигнутый с помощью оригинальной конструкции подвески колес. Это дает ему более высокую статическую устойчивость и маневренность. Иначе говоря, немецкий бронетранспортер иллюстрирует более тщательный учет теории, которая говорит, что устойчивость АТС в значительной степени зависит от конструкции направляющего и упругодемпфирующего устройства подвески его колес. По теории же, при действии на АТС поперечной силы его подрессоренная масса, т. е. кузов, всегда накреняется в сторону, противоположную повороту. А ось моста, т. е. неподрессоренной массы, в зависимости от типа направляющего устройства может повернуться в горизонтальной плоскости или изменить угол наклона плоскости колес к вертикали. В таком случае внутренний по отношению к центру поворота упругий элемент разгружается, и центр моста в месте его крепления перемещается по дуге вперед—вниз. Центр же моста в месте крепления упругого элемента с наружной по отношению к центру поворота стороны перемещается назад—вниз. Это ведет к тому, что ось моста поворачивается в горизонтальной плоскости, за счет чего увеличивается угол его увода.

Боковое ускорение жесткого тела, когда начинается опрокидывание при круговом движении по горизонтальной поверхности, равно коэффициенту поперечной устойчивости, который равен отношению колеи к двум высотам центра масс ($K_{уст} = K/2h$); для случая оценки опрокидывания с учетом угла φ крена кузова АТС за коэффициент $K'_{уст}$ поперечной устойчивости принимается значение центростремительного ускорения a_y в долях ускорения g свободного падения, при котором начинается опрокидывание колесного транспортного средства при его движении по круговой траектории, т. е. отношение a_y/g.

Но за крены кузова АТС отвечает подвеска. В связи с этим механической подвеске колес (рис. 3) машины «Пандур II», специально предназначенной для движения по бездорожью, ее разработчики уделили особенно большое внимание. В частности, предусмотрели, что возникающие при движении на повороте жесткие удары неровностей опорной поверхности компенсируются наклонной шарнирной установкой верхних и нижних опор упругодемпфирующих агрегатов: эти опоры имеют увеличенные размеры, изготовляются по особенным технологиям (из специальных конструкционных сталей, не содержащих серы и фосфора),

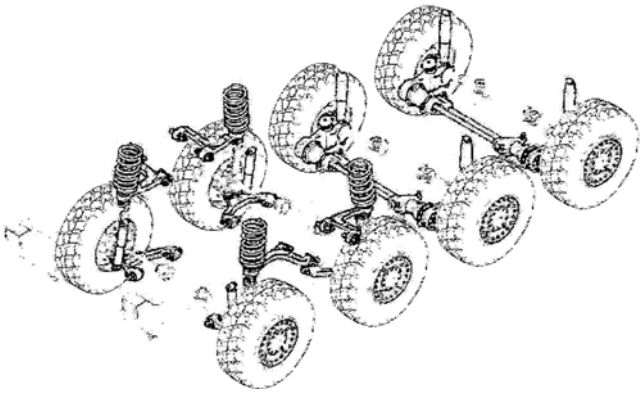

Рис. 3. Подвеска колес «Пандур II»

с характеристиками, обеспечивающими достаточную прочность и циклическую долговечность. Кроме того, на военно-гражданской машине применена специальная геометрия поворота управляемых осей, что в сочетании с проработкой конструкционного материала на молекулярном уровне и присоединением обоих концов рычагов подвески колес к поддону основания кузова, а также со сверхжестким шасси из высокопрочных герметично сваренных бронированных листов дает фактически то же нагруженное состояние, что и при движении по обычной дороге.

Упругие свойства опор реализуются во взаимодействии винтовой пружины с шарнирами продольных и поперечных рычагов подвески, которые в последней трети упругого сжатия еще дополнительно поддерживаются (поджимаются) полыми резиновыми упругими элементами, придающими подвеске прогрессивную характеристику.

Надо сказать, что создатели бронетранспортера пытались использовать гидропневматические стойки макферсон. Однако оказалось, что высокая степень их загрязнения не оправдывает лучшего комфорта, который они дают: надежность подвески получается очень низкой. Поэтому они, в общем-то, пошли по пути классических решений.

В частности, для подвески передних колес взяли схему подвески полноприводного автомобиля «Фольксваген Транспортер синхро», в которой к поперечине крепятся продольные штанги, чьи передние опоры воспринимают жесткое качение радиальных шин. Амортизаторы с пружиной расположены рядом с полуосями и крепятся внизу к коробчатым, направленным косо назад поперечным рычагам, а вверху проходят через треугольные рычаги с широкой базой.

Рулевой механизм «Пандура II» — реечный, размещен перед осью колес. При этом вследствие косого расположения нижних поперечных рычагов тормозные силы отжимают нижние несущие шарниры наружу, поворачивая тем самым колеса в благоприятном (в сторону положительного схождения) направлении. (Дело в том, что тяговые силы вызывают поворот колес в сторону отрицательного схождения.)

Развал колес можно регулировать верхним рычагом, а продольный наклон оси поворота — продольной штангой.

Такая подвеска при небольшом изменении колеи имеет благоприятное изменение развала и, кроме того, обеспечивает компенсацию продольного крена при торможении.

Таким образом, передняя подвеска рассматриваемого бронетранспортера — антипод подвески ЗИЛ-131, которая состоит из листовых полуэллиптических рессор и гидравлических амортизаторов.

Задняя подвеска у «Пандур II» выполнена аналогично передней, а у ЗИЛ-131 она балансирного типа: две листовые полуэллиптические рессоры, которые передают на кузов боковые усилия, и шесть продольных реактивных штанг (по три у каждого моста), которые передают на кузов толкающие усилия и реактивные моменты.

Рессорной подвеской колес, из-за простоты ее конструкции и неприхотливости в эксплуатации, оснащены и МЗКТ-6527. Хотя понятно, что по своим функциональным свойствам (виброизоляция, вибронагруженность, устойчивость, крены) она, конечно же, уступает и пружинным конструкциям, и пружинно-рычажной с дополнительными резиновыми элементами, примененной на «Пандур II».

Далее. Маневренность колесного транспортного средства, наряду с его компоновкой, в том числе высота центра масс, определяется тормозной системой и рулевым управлением в отношении устойчивости и управляемости. И эффективность функционирования тормозной системы у «Пандур II» повышена за счет антиблокировочной тормозной системы.

Способность колесной машины совершать повороты с максимальной кривизной (минимальным радиусом), без бокового скольжения управляемых колес, при сохранении правильного соотношения углов их поворота, оптимальности соотношения углов увода мостов называют поворотливостью, а свойство изменять кривизну траектории движения при изменении скорости под действием боковой составляющей силы инерции, аэродинамической силы или какого-либо другого возмущения, включая изменение характеристик шин и подвески, но при неизменном повороте управляемых колес — статической поворачиваемостью. Разность углов увода переднего и заднего мостов при нормированном боковом ускорении и есть запас статической устойчивости. Численно он оценивается отношением расстояния от центра его масс, замеренного на высоте центра масс до линии нейтральной поворачиваемости, к базе ($K_з = h/B$).

Вообще говоря, поворот колесного транспортного средства может осуществляться в том случае, если коэффициент сопротивления качению управляемых колес меньше произведения коэффициента сцепления на косинус угла поворота управляемых колес. Если это условие не соблюдено, управляемые колеса будут двигаться юзом, и поворот становится невозможным.

Максимальные углы поворота управляемых колес обычно превышают 35—45°. Коэффициент φ сцепления на твердой и сухой дороге во много раз больше коэффициента ψ сопротивления качению. Поэтому управляемость колесной машины в таких дорожных условиях обеспечивается всегда. Однако на мягких и скользких поверхностях различие в этих коэффициентах значительно уменьшается, вследствие чего ее управляемость ухудшается. То же происходит и при торможении: тормозная сила суммируется с силой сопротивления качению колес. При интенсивном торможении, когда полностью используются сцепные свойства дороги, поворот колесной машины становится невозможным.

Конструкторы «Пандур II», учитывая все эти известные из теории принципиальные соображения, довольно удачно спроектировали систему рулевого управления. Наряду с двумя управляемыми передними осями внутренние в повороте колеса машины дополнительно тормозятся, обеспечивая условия Аккерманна, т. е. минимальное расстояние от средних точек мостов многоосного АТС на его продольной оси до точки пересечения перпендикуляров к плоскостям вращения колес (кинематического центра), а значит, отличную

маневренность, сопоставимую с легковыми автомобилями. Механическая рулевая трапеция «Пандура II» имеет гидроцилиндр сервоусилителя и дополнительно — тормоз механизма управления, при включении которого, особенно при длительном движении по бездорожью и на кривизне траектории малого радиуса, оптимизируется поворачиваемость, обеспечивая полное торможение внутренних колес. При этом наружные колеса относительно остановленных внутренних смещаются как вокруг центров поворота.

На ЗИЛ-131 из-за его «возраста» ничего этого, разумеется, нет. И на МЗКТ-6527 установлены одноступенчатая раздаточная коробка и рулевой механизм «винт с гайкой на циркулирующих шариках—рейка—сектор» с гидроусилителем, что, в общем-то, несколько устаревшее решение.

В целом можно сказать, что ЗИЛ-131 и особенно МЗКТ-6527 с точки зрения мобильности во многом не уступают «Пандур II». Хотя, и надо отдать должное его создателям, этот многоцелевой бронетранспортер обладает рядом несомненных преимуществ. И их нельзя не учитывать при создании новых конструкций АТС аналогичного назначения. Но прежде всего — при модернизации серийных АТС.

УДК 621.436.658.589

О КОНЦЕПЦИЯХ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЬ[1]

Д-р техн. наук Ю.Д. ПОГУЛЯЕВ
Южно-Уральский ГУ

Форсунка с двумя уровнями распыливающих отверстий Сергеева В.М. [1] фактически представляет собой принципиально новую концепцию подачи жидкого топлива в дизель. И это чрезвычайно важно с практической точки зрения, имея приемлемые по быстродействию, технологичности, стоимости и конструктивным параметрам приводов иглы и коаксиально расположенной ее втулки.

В.М. Сергеев вместе с автором данной статьи разработал опытный образец новой форсунки [2, 3], правда, форсунки с электронным управлением, и убедился, что его концепция, безусловно, весьма перспективна. Но большего, к сожалению, не успел. Поэтому автор вынужден продолжить его дело в одиночку. В частности, занялся разработкой устройств для одновременного привода иглы и втулки в форсунке В.М. Сергеева. Например, многие зарубежные специалисты считают, что проблему можно решить с помощью пьезоприводов. Но эта задача относится к числу чрезвычайно сложных. Например, фирма «Бош» в течение 20 лет работала над созданием пьезокристаллических силовых элементов для форсунок с одним уровнем отверстий и в результате получила силовой элемент длиной 4 см, который состоит из 400 пластин толщиной 0,1 мм. Однако его изготовление требует сверхточных и, значит, сверхдорогих технологий. При этом оказалось, что такой привод, как и электрический, потребляет большие токи, следовательно, требует охлаждения. В случае же форсунки В.М. Сергеева нужен не один, а два пьезопривода — один для открытия отверстий первого уровня, а второй — для открытия отверстий второго уровня. Что крайне проблематично при наличии вдвое большего, чем в обычной форсунке, числа пружин. Наконец, пьезопластины для создания пьезопривода втулки придется выполнять из шайб, концентричных круговым пластинам для привода иглы, либо изготовлять сложное механическое устройство для преобразования движения внутри форсунки при выполнении второго пьезопривода вне форсунки.

К слову сказать, иностранные источники [4] упорно «не замечают» тот факт, что первым предложил форсунку с двумя уровнями отверстий инженер Сергеев В.М. Он первый и от России. Весь мир пошел по пути, который предложил Сергеев В.М.

Создается впечатление, что ссылка на способ Сергеева В.М. отсутствует по понятным причинам: завоевание рынка России. При анализе этих и других [4] предложений у автора создалось впечатление, что направления, предлагаемые в рамках развития концепции В.М. Сергеева, относятся к числу «лобовых» и делаются по инерции, когда еще не найдено другое, более эффективное и простое решение.

Но прежде чем о нем говорить, перечислим главные преимущества концепции В.М. Сергеева, которые явно заинтересовали специалистов. Их пять. Форсунка позволяет, во-первых, впрыскивать требуемое для реализации номинального или форсированного режима количество топлива через большее число отверстий меньшего сечения; во-вторых, улучшить распыление топлива и условия его эффективного сжигания; в-третьих, осуществить предвпрыскивание и впрыскивание по дожиганию в период так называемой постинжекции, т. е. путем впрыскивания дополнительного количества топлива в цилиндры в конце фазы сгорания с целью поднять температуру газов и, соответственно, очистить сажевый фильтр; в-четвертых, распылять топливо более мелкими каплями с высоким кинетическим импульсом, добиваться, чтобы состав отработавших газов становился более стабильным и таким образом облегчать работу каталитических систем; в-пятых, оптимизировать давление впрыскивания с точки зрения максимизации индикаторного КПД дизеля, поскольку, как известно, увеличение давления впрыскивания приводит к затратам мощности на привод ТНВД, значительному удорожанию топливной аппаратуры (например, Мюнхенский институт двигателестроения экспериментально установил: утечки топлива в секции ТНВД при частоте вращения кулачкового вала 1000 мин$^{-1}$ и давлении топлива 100 МПа, или 1000 кгс/см^2, составляют 5,7 % цикловой подачи, а при 180 МПа, или 1800 кгс/см^2, — уже 16 %, т. е. прирост давления на 80 % увеличивает утечки в 2,8 раза. И это только в плунжерной паре, а ведь они имеют место и в форсунке. Для их устранения приходится применять дорогие и мощные ТНВД, которые и «покрывают» утечки. В частности, ТНВД с увеличенными

[1] Окончание. Начало см. «АП», 2009, № 9.

диаметром приводного вала, размерами подшипников и кулачковых шайб. В результате выигрыш от улучшения индикаторных показателей может быть «съеден» возросшими затратами мощности на привод ТНВД.

Перечисленные достоинства форсунки В.М. Сергеева, в том числе и в случае ее применения в традиционных системах топливоподачи в дизель, очевидны. Однако они приобретают принципиально новое качество в сочетании с системой «коммон рейл». И предлагаемая автором новая концепция топливоподачи, думается, уже в ближайшем будущем станет господствующей. Потому что:

1. Внешнее управление подачей топлива гарантирует его подачу через два и более уровня отверстий распылителя форсунки и применение двух и более запирающих элементов, а, следовательно, гарантирует высокое качество смесеобразования и его оптимизацию с точки зрения образования минимального количества твердых частиц и оксидов азота в отработавших газах дизеля. Оно позволяет впрыскивать в цилиндр топливо в виде мельчайших капель («тумана») через большое число отверстий распылителя с малым поперечным сечением при высоких, но оптимальных средних давлениях впрыскивания. Внешнее управление дает возможность применить любое число внешних блоков управления, определяемое только технической и экономической целесообразностью.

2. Новая концепция предусматривает частичную рекуперацию энергии топлива, затраченной на управление, реально повышая индикаторный КПД дизеля.

3. Она гарантирует независимое управление любым числом отверстий разного уровня по времени (широтно-импульсная модуляция по времени управления) в случае отсутствия временного пересечения впрыскиваний через отверстия разных уровней и без гидроизоляции этих отверстий.

4. Концепция предполагает независимое управление любым технически реализуемым числом отверстий разного уровня по времени и давлению от отдельных топливных аккумуляторов высокого давления при условии наличия временного пересечения впрыскиваний через отверстия разных уровней и гидроизоляции отверстий разных уровней.

5. Она реализует гидроизоляцию отверстий различного уровня.

6. Управление впрыскиванием топлива может осуществляться непрерывно или дискретно, вручную или автоматически.

7. В теле форсунки, согласно этой концепции, отсутствуют пружины, чем обеспечивается наилучшая динамика запирающих ее элементов и прямоугольный закон подачи топлива.

8. Форсунки с независимым управлением несколькими уровнями отверстий позволяют разработать систему подачи топлива с оптимальным распыливанием топлива. Например, систему, обеспечивающую распыливание на мельчайшие капли («туман»), что принципиально недостижимо существующими системами впрыскивания.

9. Конструкции системы на основе новой концепции можно выполнять блочно-модульными — располагать управляющие блоки отдельно от запирающих элементов.

10. Универсальность конструкции делает ее пригодной для любого дизеля. Причем типовой ряд форсунок не потребует никаких принципиально новых технологических и конструкторских решений.

11. Концепция резко расширяет возможности управления впрыскиванием топлива и, следовательно, возможности мониторинга его сжигания, оптимизации подачи и реализацию оптимального алгоритма его подачи автоматически или вручную.

12. Новые форсунки дешевле, надежнее, проще, технологичнее форсунок с пьезоприводом и могут их заменить по всем показателям. Значит, они отвечают рыночным требованиям. Особенно в условиях высоких цен на энергоносители.

13. Распыливание топлива в виде мельчайших капель («тумана») позволяет повысить КПД мощных дизелей на 3—7 %.

14. Известно, что одноконтурные системы топливоподачи используют фундаментальные принципы управления по отклонению (принцип Ползунова—Уатта) и компенсации (принцип Понселе). И только. Новая же концепция дает возможность на базе отдельно управляемых уровней отверстий создать несколько совершенно независимых контуров управления. Причем управляемых независимыми внешними блоками и гидроаккумуляторами при полной гидроизоляции отверстий различных уровней. Каждый отдельный уровень отверстий будет реализовывать отдельный энергетический канал управления. Мощность, создаваемая каналами путем подачи топлива через отдельные и независимые уровни отверстий, будет суммироваться (нелинейное суммирование) на коленчатом валу дизеля. Если отклонение минимальной частоты вращения этого вала от заданной номинальной минимально, то будут суммироваться и моменты с целью компенсации основного и дополнительного возмущений. При этом один момент, создаваемый дизелем путем впрыскивания топлива через один уровень отверстий, станет реализовывать фундаментальный закон управления по основному возмущению и компенсировать данное возмущение; второй же момент, создаваемый путем впрыскивания топлива через второй уровень отверстий, гидравлический независимый от первого и управляемый от независимого отдельного топливного аккумулятора высокого давления, будет компенсировать дополнительные возмущения. В итоге осуществится идея запаса по моменту, необходимого для компенсации возмущений без какого-либо значительного снижения частоты вращения коленчатого вала, а, следовательно, и скорости автомобиля или тракторного агрегата. Комбинированная система управления может быть многоконтурной по числу отверстий для впрыскивания топлива и иметь различные способы управления через независимые уровни отверстий. Такое управление найдет широкое применение в специальной технике для выполнения быстрых маневров по сложному рельефу, в автомобилях для осуществления стандартных маневров (обгон, движение под уклон, в гору и т. д.), в тракторных агрегатах для земляных работ, в сельскохозяйственных машинах, которые в большинст-

ве своем требуют режима стабилизации мощности. При этом в случае внешних случайных возмущений оно может обеспечить наилучшие смесеобразование и сжигание топлива, минимизацию содержания экологически вредных составляющих отработавших газах (например, с помощью, так называемых топливных элементов, самостоятельно вырабатывающих аммиак в дизеле, предложенных фирмой «Хонда»).

Из сказанного очевидно, что концепция «форсунка В.И. Свиридова + система «коммон рейл» будет способствовать еще большему распространению дизелей на автомобильном легковом и грузовом, а также на железнодорожном и судовом транспорте.

Литература

1. Сергеев В.М. Новый способ впрыскивания топлива в форсированных дизелях. // Автомобильная промышленность.1998. № 1. С. 13—15.
2. Погуляев Ю.Д., Наумов В.Н., Сергеев В.М. Новый способ регулирования топливоподачи дизеля. // Механизация строительства. 2005. № 1. С. 10—13.
3. Погуляев Ю.Д., Наумов В.Н., Сергеев В.М., Сарыч Е.Б. Регулирование топливоподачи дизеля. // Известия академии инженерных наук им Прохорова А.М. — Т. 8. — Москва—Нижний Новгород, 2004. «Транспортно-технические машины и комплексы». — С. 37—44.
4. United States Patent № US 6,557,779,B2 Variable spray hole injector with dual actuators. May 6, 2003.

УДК 621.43

Результаты экспериментального исследования ТНВД с электронным управлением

Канд. техн. наук Е.В. КУЗНЕЦОВ

Белорусско-Российский университет

На основе результатов теоретических исследований системы подачи топлива, имеющей распределительный ТНВД с электроклапаном управления (см. «АП», 2004, № 6), автор разработал натурный образец исполнительного элемента такого ТНВД — электроклапан (рис. 1). Его основные параметры: максимальный ход δ якоря — 0,5 мм; диаметр d_c дросселя — 1 мм; преднатяг $F_{пр.о}$ пружины — 65 Н (выбраны из расчета максимального давления p_{bn}^{max} впрыскивания топлива, равного 100 МПа, и регулировок форсунок на давление $p_ф$ начала впрыскивания 24 МПа.)

Электромеханические характеристики электроклапана приведены на рис. 2, а типичные переходные характеристики полного цикла его работы — на рис. 3.

Экспериментальные исследования нового клапана позволяют сделать любопытный вывод: значение индуктивности L катушки, подсчитанное по зависимостям «классической» электротехники, оказывается почти на порядок больше, чем в действительности. Иначе говоря, электроклапан срабатывает более «резво», чем ожидалось на основе расчетных данных.

Для оценки работоспособности электроклапана в условиях высоких давлений и скоростей, характерных для современных дизелей, был изготовлен опытный образец ТНВД, в состав которого вошли приводной вал и крепежный фланец от насоса УТН-5 дизеля Д-240; плунжерная пара с торцовой шайбой от насоса *EP/VE* фирмы «Бош», плунжер диаметром 8 и ходом 3 мм; насос подкачки ЯЗТА; оригинальные: корпус, соединительная муфта вала с кулачковой шайбой и электроклапан.

Проведенные натурные испытания оказались успешными, т. е. эксперимент полностью подтвердил результаты математического моделирования на ЭВМ работы ТНВД с электроклапаном управления окончания впрыскивания. Поэтому следующим этапом исследований стала разработка опытного образца такого электронного блока управления, который должен иметь статические характеристики (рис. 4), соответствующие наивыгоднейшим скоростным характеристи-

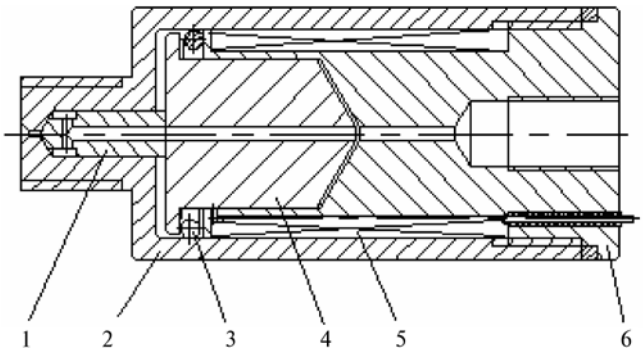

Рис. 1. Схема электромагнитного клапана ТНВД:
1 — игла; *2* — корпус; *3* — пружина; *4* — якорь; *5* — катушка; *6* — сердечник

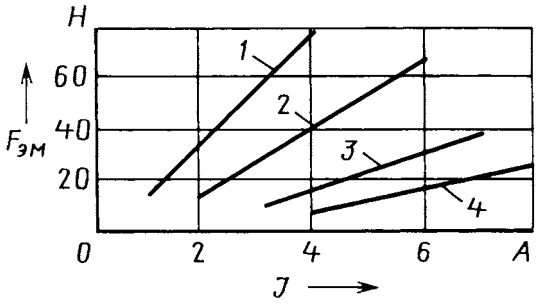

Рис. 2. Зависимость электромагнитной силы притяжения якоря клапана к сердечнику от силы тока в обмотке и максимального хода якоря:
1 — δ = 0,2 мм; *2* — δ = 0,5 мм; *3* — δ = 0,8 мм; *4* — δ = = 1,2 мм

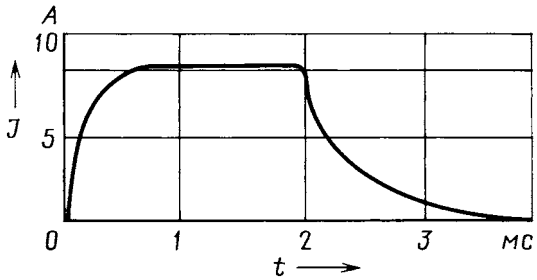

Рис. 3. Типичная переходная характеристика электроклапана

кам цикловых подач $g_т$ топлива. Что и было сделано (рис. 5). При этом кривая $t_и = f(\omega, \gamma)$ была построена

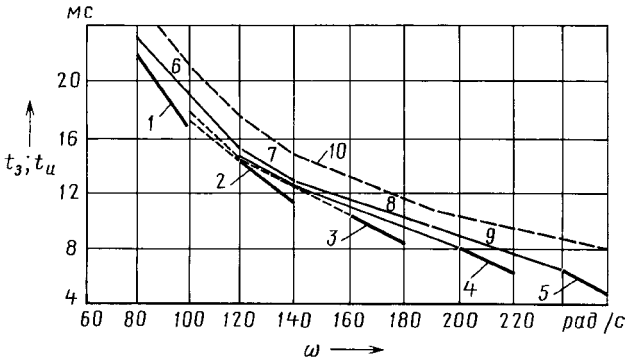

Рис. 4. Необходимые статистические характеристики блока управления, т. е. зависимость времени $t_з$ задержки импульса включения клапана и длительность $t_и$ этого импульса от частоты вращения коленчатого вала и положения γ рычага управления подачей топлива:

1—5 — регуляторные ветви скоростных характеристик дизеля соответственно при γ = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8 и 1,0; *6—9* — участки внешней скоростной характеристики дизеля при γ = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 10 — соответствующие этим участкам длительности $t_и$

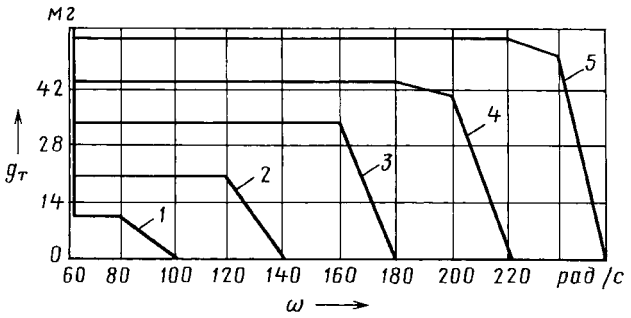

Рис. 5. Скоростные характеристики цикловых подач топлива ТНВД с электронным блоком управления:

1 — γ = 0,2; *2* — γ = 0,4; *3* — γ = 0,6; *4* — γ = 0,8; *5* — γ = 1,0

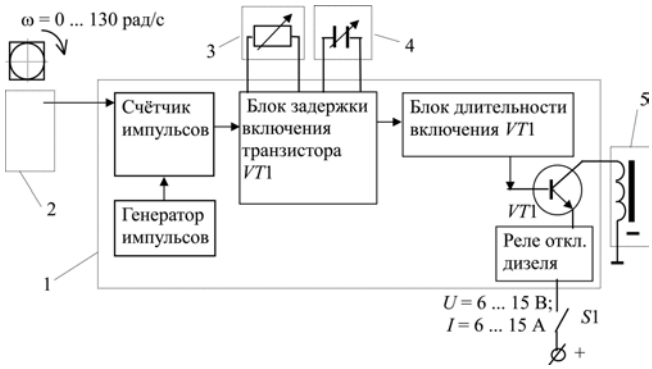

Рис. 6. Структурная схема электрической части системы подачи топлива в дизель:

1 — электронный блок управления; *2* — датчик частоты вращения коленчатого вала дизеля; *3* — температуры охлаждающей жидкости; электронный блок управления; *4* — датчик положения педали акселератора; *5* — электроклапан ТНВД

по уравнению $t_и = 0{,}144K_и$, в котором $K_и$ — число импульсов тактового генератора ЭБУ между двумя сигналами датчика угловой скорости; время $t_з$ задержки подачи импульса на включение клапана после получения сигнала от датчика угловой скорости при работе дизеля на регуляторных ветвях характеристик описывалось зависимостью $t_{з.р} = -3 + 0{,}138K_и + 0{,}77\gamma_д$ ($\gamma_д$ — относительная величина сигнала датчика положения педали акселератора), а время $t_{з.в}$ задержки импульса при работе дизеля на внешних скоростных характеристиках — зависимостью $t_{з.в} = -2{,}5 + 0{,}137K_и + 1{,}19\gamma_д$.

Структурная схема электрической части разработанной топливной системы дизеля представлена на рис. 6. Как видим, она не отличается большой сложностью, а значит, при прочих равных условиях и той же стоимости позволяет существенно улучшить выходные характеристики дизеля.

УДК 629.433.31

Характеристики электрогидродинамического двигателя

Д-р техн. наук В.К. СОКОВИКОВ

МГТУ «МАМИ»

Определены характеризующие электрогидродинамический двигатель экономические показатели: гидравлический и акустический его КПД.

Ключевые слова: электрогидродинамический двигатель, гидравлический КПД, акустический КПД, электрод, конденсатор, индуктивность.

Sokovikov V. K.

CHARACTERISTICS OF ELECTROHYDRODINAMIC ENGINE

Hydravlic KPD and acustic KPD are founded.

Keywords: electrohydrodinamic engine, hydravlic KPD, acustic KPD, elecrode, condenser, inducnence.

В предыдущей статье («АП», 2008, № 5) автор дал формулы для расчета основных параметров электрогидродинамического двигателя. Они говорят о том, что удельная крутизна dN_{max}/dt электрической мощности, оптимальное расстояние $l_{опт}$ между электродами, давление $p_а$ в канале разряда, изменения давления $p_ф$ при движении парожидкостной смеси и КПД этого двигателя зависят от емкости C конденсатора и индуктивности L цепи разряда электронного блока питания. И что, изменяя емкость C и индуктивность L, можно добиться увеличения прежде всего удельной крутизны электрической мощности и других параметров двигателя. Это хорошо видно из рис. 1 и 2, на первом из которых приведены (соответственно) зависимости dN_{max}/dt и давления $p_а$ от индуктивности при напряжении пробоя $U_{пр}$ = 40 кВ и емкости $C = 0{,}01 \cdot 10^{-6}$ Ф, а на втором — тех же параметров от емкости C при $U_{пр}$ = 40 кВ и $L = 2{,}2 \cdot 10^{-3}$ Гн.

Так, из рис. 1 следует, что уменьшение индуктивности с $2{,}2 \cdot 10^{-3}$ до $0{,}02 \cdot 10^{-3}$ Гн увеличивает давление $p_а$ с 62 до 130 МПа, или с 620 до 1300 кгс/см^2, т. е. более чем вдвое, а из рис. 2 — что при уменьшении емкости с $0{,}5 \cdot 10^{-6}$ до $0{,}01 \cdot 10^{-6}$ Ф давление $p_а$ возрастает с 25 до 62 МПа (с 250 до 620 кгс/см^2). Отсюда на-

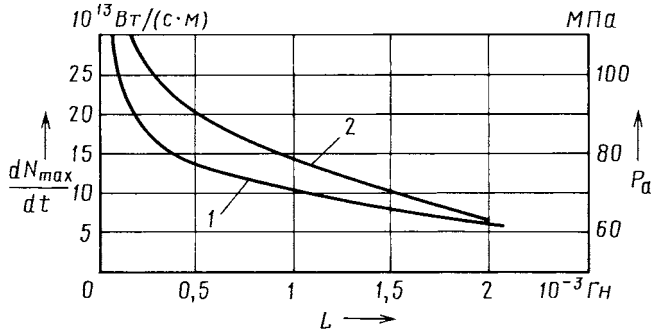

Рис. 1. Зависимость крутизны электрической мощности (1) и давления в канале разряда (2) от индуктивности цепи разряда при $U_{пр} = 40 \cdot 10^3$ В и $C = 0{,}01 \cdot 10^{-6}$ Ф

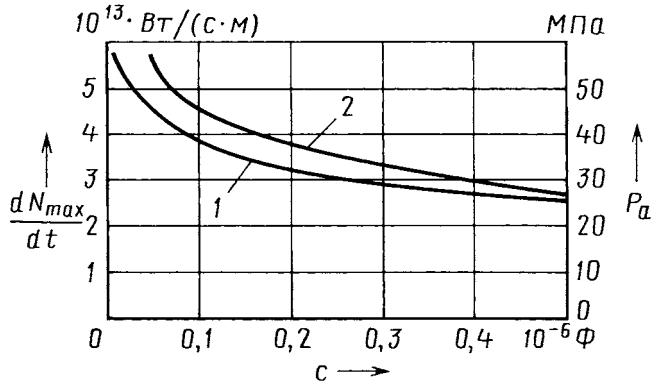

Рис. 2. Зависимость крутизны электрической мощности (1) и давления в канале разряда (2) от емкости конденсатора

прашивается вывод: для увеличения давления $p_а$ индуктивность L и емкость C нужно снижать. Однако все не так просто. Влияние этих параметров на давление $p_а$ различно. Поэтому рассмотрим изменение давления $p_а$ в канале разряда в функции C/L по рис. 3, на котором приведены зависимости давления $p_а$ при изменении C/L от $0{,}01 \cdot 10^{-3}$ до $0{,}2 \cdot 10^{-3}$ Ф/Гн.

Этот рисунок подтверждает, что наиболее выгодно уменьшать индуктивность при сохранении электроемкости постоянной. Правда, следует учитывать, что существенное снижение индуктивности (кривая *2*) ведет к значительному росту давления $p_а$. Так что отношение C/L следует ограничивать потребными давлениями $p_а$ в канале разряда.

Далее. Известно, что при движении парожидкостной смеси из-за трения между ее слоями давление $p_а$ снижается в 3—5 раз. Вывод: трение нужно снижать. И способ такого снижения тоже известен: применение жидкости DOW Corninq 200 вместо воды (либо в сочетании с водой), которая имеет в 2 раза меньшую вязкость, чем вода, или силиконовой (кремнеорганической) жидкости полиметилсилоксана с вязкостью 0,65 сСт. И это не теоретические «домыслы». Например, теоретически доказано, что при использовании воды при ходе поршня 4 см гидравлический КПД двигателя равен 0,41, а при бóльших ходах он незначительно уменьшается. И второе, авторы [1] установили, что этот КПД при удалении от канала разряда на $12 \cdot 10^{-2}$ м варьируется в пределах 0,35—0,4, что хорошо согласуется с представленными ранее результатами. Вместе с тем при использовании вместо воды других жидкостей гидравлический КПД существенно изменяется. Например, в случае «Тосола-40» он составляет 0,25; машинного масла — 0,5—0,6; а трансформаторного масла — 0,7—0,8.

Комментарии здесь, как говорится, излишни. Кроме одного: в принципе, можно подобрать такую жидкость с соответствующими присадками, которая обеспечит гидравлический КПД на уровне 0,9—0,95.

Большое влияние на КПД рассматриваемого двигателя оказывает акустический КПД электроразряда, который представляет собой долю выделившейся электрической энергии в канал разряда, переходящую в энергию пробоя между электродами и испарения жидкости. Ее минимальное значение в больших объемах разрядной камеры равно 0,36 [1]. Однако некоторые конструктивные ее изменения [2] могут повысить его до 0,6 и более. Правда, приведенные значения относятся именно к большим объемам и расстояниям (l > 30 см) между электродами. В небольших же объемах рабочих камер цилиндров двигателя с ограниченными расстояниями между электродами преобладает либо лидерный, либо тепловой режим разрядов, и тогда практически вся электрическая энергия преобразуется в энергию пробоя. При этом различие между режимами заключается в том, что при тепловом пробое преобладает энергия движения парожидкостной смеси (ее больше 50 %), а не энергия ударной волны. Такой пробой наиболее целесообразен, так как поршень цилиндра в основном перемещается за счет движения парожидкостной смеси, а ударная волна создает дополнительные нагрузки на механические элементы двигателя. И второе: тепловой режим пробоя возникает при сравнительно низких (для воды — ≤36 кВ/см) напряженностях поля. При этом пробой происходит по газовому мостику, образующемуся в результате разогревания и испарения жидкости током проводимости.

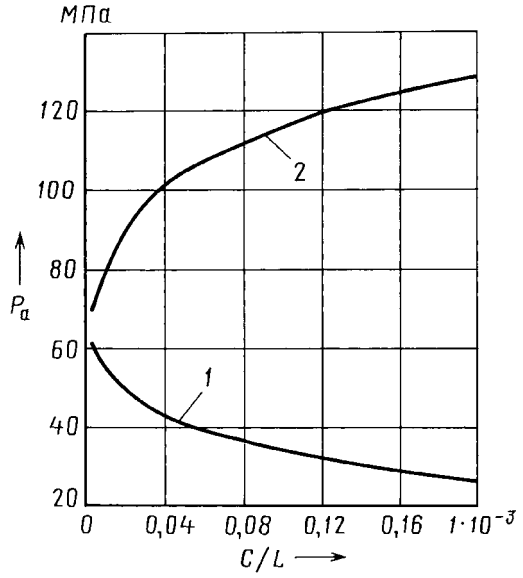

Рис. 3. Зависимость давления в канале разряда от отношения C/L:

1 — $L = 2{,}2 \cdot 10^3$ Гн; C = var; *2* — $C = 0{,}01 \cdot 10^{-6}$ Ф, L = var

Граница, разделяющая лидерный и тепловой режимы пробоя, при использовании воды в качестве рабочей жидкости может быть оценена по эмпирической зависимости $l = 60\,U_{пр}^2\,\sqrt[3]{C}$, где l — зазор между электродами, $U_{пр}$ — напряжение пробоя между ними.

Ограниченность объема рабочих камер цилиндров двигателя оказывает также существенное влияние на развитие плазменного канала между электродами при высоковольтном электрическом пробое жидкости, а наличие металлического экрана в виде стенок цилиндра приводит к стабилизации плазменного канала разряда при лидерном или тепловом режимах пробоя вследствие образования индуцированного соленоидального магнитного поля. И если в больших объемах жидкости электрический пробой водного промежутка при напряженности электрического поля не более 3,5 кВ/см маловероятен, то в условиях сильно стесненного пространства тепловой режим пробоя при столь низкой напряженности поля воспроизводится достаточно надежно.

Вместе с тем незначительный объем цилиндров при сравнительно большом выделении энергии обуславливает рост температуры жидкости и статического давления. Следовательно, должны существовать условия, при которых электрический разряд осуществляется наилучшим образом, т. е. с максимально полным выделением энергии в жидкость, а значит, с максимальным акустическим КПД. Так оно и есть. Причем эти условия зависят от объема рабочих камер цилиндра, гидростатического давления, времени протекания гидростатического процесса при движении парожидкостной смеси, скорости звука в ней, энергии разряда, времени выделения энергии в его канал, зазора между электродами и т. д. То есть определение оптимальных условий, при которых выделение электрической энергии в жидкость максимально, представляет собой довольно сложную гидродинамическую задачу.

Тем не менее экспериментальные исследования, выполненные авторами [1] в широком (от 6 до 100 мкФ) диапазоне значений емкости электрической цепи, объема рабочей камеры (от 130 до 1600 см^3), напряжения пробоя (от 2 до 20 кВ), зазора между электродами (от 1 до 20 мм), показали, что в малых объемах гидравлический КПД равен не 0,35—0,4, как сказано выше, а при зазоре между электродами 4,5—7 мм может достигать 0,7—0,8. То есть эксперименты подтвердили, что при селективном подборе жидкости гидравлический КПД может быть существенно повышен.

С увеличением относительной длительности разряда наибольшее значение гидравлического КПД перемещается из зоны, соответствующей предельному лидерному разряду, в зону предельного теплового разряда. При этом наибольшее значение КПД [3] достигается при следующих значениях параметров: $X_1 = \dfrac{E_0}{p_0 V} = 10$; $X_2 = \dfrac{a_0\tau}{\sqrt[3]{V}} = 1{,}3$; $X_3 = \dfrac{l}{\sqrt[3]{V}} = 0{,}0358\sqrt{X_1}$ (Здесь: E_0 — энергия разряда; p_0 — гидростатическое давление; V — объем рабочей камеры цилиндра двигателя; a_0 — скорость звука в парожидкостной смеси; $\tau = \dfrac{\sqrt[3]{V}}{a_0}$ — время протекания гидродинамического процесса; l — зазор между электродами.) Это доказали эксперименты, в ходе которых значение гидравлического КПД определялось путем замеров давлений у электродов и на определенном расстоянии от них. Полученные при этом значения давлений $p_Ф$ в воде при $X = 0{,}1$ м в качестве примера приведены в таблице. Они хорошо согласуются с рассчитанными ранее, когда в качестве рабочей жидкости использовалась вода, помещенная в большой объем.

E_0, кДж	U, кВ	X, м	$p_ф$, МПа
2	8,9	0,1	13,8—15,6
4	12,8		19—24
6	15,4		23—24,5
10	20		26,9—28

Следует также учитывать, что максимальные гидравлический и акустический КПД будут иметь место только при определенных значениях емкости конденсатора и индуктивности цепи разряда электронного блока питания, а также при нормальных гидростатическом давлении и температуре жидкости. Например, увеличение гидростатического давления при прочих равных условиях, согласно параметру X_1, эквивалентно уменьшению энергии E_0, т. е. приводит к снижению гидравлического КПД, а увеличение температуры парожидкостной смеси и жидкости в районе НМТ поршня дает то же самое. Другими словами, чем ниже температура жидкости, тем выше технические показатели электрогидродинамического двигателя.

Теоретическое определение основных параметров электрогидродинамического двигателя при электрическом разряде между электродами может быть получено [1] из решения системы дифференциальных уравнений, в состав которой входит: уравнение $E(t) = E_0 t/\tau$ энергии разряда; три уравнения гидродинамики и сжимаемой жидкости, в том числе уравнение $\partial u/\partial t = -(1/\rho_o)(R/r)\partial p_а/\partial r$ движения, уравнение $U = \partial R/\partial t$ связи перемещения частиц парожидкостной смеси со скоростью U и уравнение $\partial/\partial t\,(\rho\Delta) = 0$ неразрывности парожидкостной смеси (R — эйлерова пространственная координата, r — лагранжева пространственная координата, ρ — плотность парожидкостной смеси в данном месте поля, $p_а$ — давление в жидкости в канале разряда и Δ — плотность кольцевой ячейки лагранжевой сетки); уравнение $p_а = p_0 + B[(\rho/\rho_0)^n - 1]$ состояния парожидкостной смеси (уравнение Тэта), в котором $B = 3{,}07 \cdot 10^8$ Н/м^2, $n = 7{,}15$, p_0 и ρ_0 — соответственно давление и плотность жидкости в невозмущенной среде; $E_в + A = E$ — описывающее условие сохранения энергии, вводимой в канал разряда, на границе раздела жидкости и газовой полости, где $E_в = p_а V_к(\gamma - 1)$ — внутренняя энергия газовой полос-

ти при испарении жидкости, E — энергия, выделяемая в канал разряда, $A = \int_{V_0}^{V_к} p_ф dV_к$ — работа, совершаемая парожидкостной смесью, $\gamma = 1{,}26$ — показатель адиабаты газа в канале разряда, $V_к$ — объем рабочей камеры цилиндра двигателя и V_0 — объем жидкости между электродами; уравнение $d^2R_п/dt^2 = p_ф/\rho_c X$, которое описывает внешнее граничное условие движения поршня гидроцилиндра двигателя, где $R_п$ — радиус поршня; ρ_c — плотность парожидкостной смеси у поршня в НМТ; X — перемещение поршня; $p_ф$ — давление в парожидкостной смеси в данном месте поля. Начальные условия имеют следующий вид: $t = 0$; $R = r$; $\partial R/\partial t = 0$.

Точное решение этой системы представляет собой определенную сложность. Потому и следует использовать численно-конечно-разностный метод и разностную схему второго порядка точности. Неявные граничные условия могут быть получены итерационным методом Ньютона—Рафсона.

Решение рассмотренной системы позволило определить следующие показатели, характеризующие экономические показатели электрогидродинамического двигателя: гидравлический его КПД $\eta_г = 0{,}9 \div 0{,}95$; акустический — $\eta_а \geq 0{,}85$. Тогда, например, при $\eta_г = 0{,}92$, $\eta_а = 0{,}92$ и учете механического КПД двигателя при движении поршня и КПД вспомогательных устройств получается, что общий его КПД может достигать 0,72—0,75. То есть его значение существенно выше КПД обычного ДВС и может конкурировать с КПД электромобиля. Это означает: электрогидродинамический двигатель, если его использовать даже совместно с ДВС, т. е. в качестве элемента гибридной силовой установки, может широко применяться на транспортных средствах, эксплуатируемых как в городе, так и за его пределами.

Литература

1. Богоявленский К.Н., Вагин В.А., Кобышев А.Н. и др. Гидропластическая обработка металлов. Ленинград: «Машиностроение», 1988. София. Техника. 1988. 256 с.
2. Г.А. Голый, П.П. Малышевский, Е.В. Кривицкий и др. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта. М.: Машиностроение, 1977. 320 с.
3. Г.Н. Гаврилов, А.Г. Рябинин, Г.А. Рябинин и др. Об оценке полного гидродинамического КПД электрического разряда в воде // Техника физики. 1977. Т. 47. Вып. 7. С. 1506—1509.

УДК 629.1.066

Модульные источники тока для ВАТ

Кандидаты техн. наук С.А. ЛЕБЕДЕВ и В.С. АНТИПЕНКО

Рязанский ВАИ, МГТУ «МАМИ»

Обосновывается необходимость создания модульной аккумуляторной батареи. Приводятся результаты оптимизации параметрического ряда аккумуляторных батарей для военной техники. Определены основные параметры батареи-модуля.

Ключевые слова: военная автомобильная техника, аккумуляторная батарея, типоразмерный ряд, батарея-модуль.

Lebedev S. A., Antipenko V. S.

MODULE SOURCES OF THE CURRENT FOR MILITARY CAR TECHNOLOGY

It is motivated need of the creation to module storage battery. Happen to the results to optimization of the parametric row storage battery for military technology. They are determined main parameters to batteries-module.

Keywords: military car technology, storage battery, standard dimensioned row, battery-module.

На военной, как и на любой автомобильной технике, в качестве вспомогательного источника тока используются свинцовые стартерные аккумуляторные батареи. Однако сложившаяся практика их разработки иная: их создают под конкретную марку ВАТ, что, во-первых, не обеспечивает их унификации и удешевления. Причина состоит в том, что батарея и ВАТ не всегда совпадают с требованиями стандартов на общетранспортные серийные батареи, поэтому их изготавливают специальными партиями, они проходят особую приемку и т. д. Во-вторых, большое число невзаимозаменяемых типоразмеров с близкими параметрами заставляет завышать запасы батарей на базах и складах, но не гарантирует от сбоев в работе в экстренных ситуациях. Отсюда и возникла идея создать такую батарею, которая будет пригодной для всех моделей и модификаций ВАТ. И она создана. Это батарея-модуль: соединяя такие модули, можно получать, в принципе, сборку, пригодную для каждого конкретного образца ВАТ.

Модульный принцип построения аккумуляторных батарей, как видно, самым радикальным образом решает обе названные выше проблемы. Кроме того, массовый выпуск унифицированных модулей снижает издержки производства. Однако он накладывает дополнительные ограничения на свойство батарей: такие их параметры, как номинальная энергоемкость и рабочее напряжение, у различных сборок могут быть только кратными. А это означает, что в данном случае возможности оптимизации массы и габаритных размеров, а также согласование токоотдачи с системой ДВС у них ниже, чем у батарей моноблочных. Но выгоды их применения явно больше, чем ущерб от недостатков.

Ключевым моментом в модульном проектировании является выбор параметров модульной батареи. Например, ее энергоемкость для ВАТ не может быть ниже 50 и выше 200 А · ч. Очевидно, что данный диапазон можно обеспечить модулями энергоемкостью как 10, так и 25, и 50 А · ч. Разница лишь в том, что в первом случае потребуется объединить от 5 до 20, во втором — от 2 до 8, в третьем — от 1 до 4 модулей. Однако варьированием числа модулей и способов их соединения можно реализовать лишь определенный ряд значений параметров батарей.

Такой ряд значений параметров называют параметрическим рядом. Он характеризуется числом членов ряда, т. е. числом соединений модулей, необходимых для данного параметра модульной батареи. И здесь число таких членов в первом случае равно 6, во втором — 7, в третьем — 4.

Возникает вопрос: какому из этих чисел отдать предпочтение?

Ответить на него довольно не просто. Дело в том, что в настоящее время методики построения оптимального параметрического ряда модульных батарей не существует. Тогда ясно, что ее разработка представляет собой классическую задачу оптимизации, в которой критерием оптимальности выступает минимум суммарных затрат на содержание ряда, а технические требования и объем потребностей учитываются в математической модели батареи в виде ограничений.

Данный подход, естественно, требует статистически обобщенных экономических сведений о затратах на производство и эксплуатацию всего набора батарей, используемых на ВАТ. И такой набор, разумеется, есть. Его анализ позволяет выделить следующие количественные характеристики параметрического ряда: номинальные энергоемкость и сила $J_{ст}$ стартерного тока, масса, габаритные размеры, число N типоразмеров, объем V выпуска и срок T службы, а также один качественный показатель — тип батареи. Основными из них следует считать, очевидно, номинальную энергоемкость, число типоразмеров в ряду и объем выпуска, а главным — номинальную энергоемкость.

Поэтому задача оптимизации ряда сводится, по сути, к определению номинальной энергоемкости батареи-модуля и числа членов ряда, обеспечивающих всю номенклатуру номинальных энергоемкостей и потребность в стартерных батареях при минимальных расходах на модернизацию и последующую эксплуатацию ВАТ.

При расчетах, естественно, батарея-модуль рассматривается как отдельные батарея, которая путем соединения между собой с такими же модулями может образовывать модульный бортовой источник питания (МИП). При этом его номинальная энергоемкость может не совпадать с номинальной энергоемкостью q штатных моноблочных батарей. Но решение здесь простое: берется МИП с ближайшим большим значением номинальной энергоемкости ($Q_м > q$). Что, конечно, ведет к перерасходу материальных ресурсов, который можно назвать потерями на адаптацию параметрического ряда.

В качестве критерия оптимизации ряда авторы выбрали экономическую эффективность FH, т. е. сумму затрат на производство и эксплуатацию всех членов ряда. Ее оптимум определяется как минимум суммарных затрат на производство и эксплуатацию и потерь на адаптацию.

Очевидно, что уменьшение $Q_м$ позволяет снизить потери на адаптацию, но ведет к росту числа членов ряда, а следовательно, к снижению серийности и росту затрат на производство. И наоборот, рост $Q_м$ снижает число членов ряда, увеличивает серийность МИП и потери на адаптацию, что сказывается на перерасходе ресурсов.

Для обобщения экономических данных о затратах на производство и эксплуатацию ряда штатных батарей, используемых на ВАТ, воспользуемся удельной весовой функцией, значение которой пропорционально активным (сменным) и конструкционным массам батарей, затратами на их изготовление и эксплуатацию в течение всего срока службы, т. е. функцией, которая отражает суммарные затраты производителей и потребителей для одного типоразмера батарей. Кроме того, при статистической обработке данных по штатным батареям разделим эту функцию на постоянную S_1 и переменную S_2 составляющие. (Первая из них определяет фиксированные затраты на активные, т. е. обновляемые, и конструкционные материалы, а также на организацию производства и эксплуатацию батарей. В первом приближении она зависит от типоразмера батареи и пропорциональна ее номинальной энергоемкости. Вторая тоже определяется номинальной энергоемкостью батарей, но зависит еще и от выпуска, уменьшаясь экспоненциально при сокращении издержек производства. Причем показатель экспоненты, характеризующий снижение себестоимости в зависимости от объема выпуска, как это принято для многих экономических расчетов, принимается равным двум.)

Методами регрессионного анализа технико-экономических показателей штатных батарей, применяемых на ВАТ, были получены полиноминальные аппроксимирующие выражения удельной весовой функции, которые, строго говоря, характеризуют моноблочные батареи. Однако схожесть с ними батареи-модуля по конструкции, технологии изготовления и эксплуатационным условиям позволяет использовать те же математические зависимости и в качестве удельной весовой функции для нее. Тогда общие затраты $S_{\Sigma N}$ на производство и эксплуатацию по всему параметрическому ряду в целом для всей совокупности оптимизируемых значений членов ряда при выбранном числе N его членов определяются как сумма затрат по всей совокупности батарей-модулей, которая вычисляется по аппроксимирующим выражениям удельной весовой функции при подстановке в них значений номинальной энергоемкости и объемов выпуска этих модулей.

Потери R_N на адаптацию в силу вероятностного характера распределения значений q могут быть определены как математическое ожидание отклонения стоимостных показателей предлагаемых и штатных батарей. С одной стороны, повышение энергоемкости $Q_м$ предлагаемого члена ряда над энергоемкостью q штатных батарей приводит к перерасходу, по сравнению с существующими затратами на штатную батарею, средств, но, с другой стороны, батареи-модули благодаря большим объемам их производства могут существенно снизить затраты. То есть разности значений удельных весовых функций для требуемых и предлагаемых значений параметров могут иметь тот или иной знак. И это, по-видимому, должно зависеть от потерь на адаптацию члена рассматриваемого варианта параметрического ряда.

Чтобы установить, так ли это, попытаемся сравнить произведения среднеквадратического отклонения удельной весовой функции вариантов батарей-модулей и штатных батарей. Общие потери на адаптацию батарей-модулей будут, очевидно, определяться суммой потерь на замену всех штатных батарей. Исходя из этого выбор оптимального параметрического ряда батарей-модулей сводится к определению такой стратегии управления, которая минимизирует оба вида затрат, т. е. критерий F_N дает формула $F_N = S_{\Sigma N} + R_N$.

Таблица 1

N	F_N	S_N	R_N
1	32,57	31,29	1,28
2	28,46	27,20	1,26
3	27,93	26,65	1,25
4	27,85	26,60	1,25
5	28,60	27,40	1,20
6	28,71	27,58	1,13
7	28,83	27,76	1,07
8	29,49	28,63	0,86
9	29,74	28,96	0,78
10	31,19	30,63	0,56
11	31,58	31,26	0,32
12	32,17	31,88	0,29

Таблица 2

N	$A_{ном}$, А · ч	Объем производства, относительная единица
2	100 200	329,86 1073,80

Это и есть математическая модель параметрического ряда.

Для анализа полученной модели авторами разработан алгоритмический комплекс, в состав которого входят информационная система, эта математическая модель параметрического ряда и блок оптимизации, а также система согласованных алгоритмов, обеспечивающих достоверность результатов в условиях неопределенности статистических параметров, в которую входят адаптированный алгоритм определения оптимальных значений номиналов параметрического ряда батарей и алгоритм определения программ их выпуска (из условий планируемой потребности).

Взаимообращение этих алгоритмов продолжается в процессе оптимизации по всем видам ряда. Величины объема выпуска, соответствующие установившимся значениям параметра оптимизации, и являются оптимальными программами выпуска предлагаемых типоразмеров батарей.

В процессе оптимизации по этим алгоритмам номинальной энергоемкости членов параметрического ряда и объемам выпуска необходимо оценивать с точки зрения полезности предлагаемого ряда. А алгоритм такой оценки тоже разработан: он позволяет сравнить потери R_N на адаптацию параметрического ряда с затратами на существующие номиналы штатных батарей по среднеквадратическому отклонению их разницы.

Для оценки критерия эффективности параметрических рядов с разными числами их членов и выбора самого оптимального из них были проведены экспериментальные вычисления. И вот что они показали.

При изменении номинальной энергоемкости батареи модуля для ВАТ в диапазоне 50—200 А · ч и числа типоразмеров в ряду не более 12 значения критерия F_N оптимальности и его составляющих $S_{\Sigma N}$ и R_N для рассмотренных рядов с различным числом типоразмеров оказались теми, что приведены в табл. 1. По этим данным была построена зависимость $P_{\min} = f(N)$, что позволило сузить область поиска вероятного глобального минимума целевой функции, выделив область оптимума, в которую вошли ряды с числом членов, не превышающим пять. Самым же оптимальным параметрическим оказался ряд, включающий в себя два члена со значениями параметра оптимизации 100 и 200 А · ч. Но для выполнения условий «вписываемости» в ВАТ и кратности в качестве единого модуля был принят модуль со значением параметра оптимизации 100 А · ч.

Этот ряд МИП оптимизирован как по составу, т. е. по значениям номинальной энергоемкости $A_{ном}$, общему числу модулей и границами применяемости, так и по объемам n производства, необходимым для обеспечения потребности до 2010 г. (табл. 2).

Для решения задач проектирования конструкции батареи-модуля была использована САПР, основанная на линейной математической модели. Оптимизация проводилась по величине энергоемкости Q_i и напряжению U_{30} (напряжение на 30-й секунде разряда).

Рациональная конструкция батареи-модуля выбиралась с учетом ограничений габаритных размеров и технических требований, определенных ранее для перспективной моноблочной батареи. В результате расчетов получены следующие параметры батареи-модуля: размеры рабочей части электродов — 98×160 мм, напряжение U_{30} — 8,5 В, сила стартерного тока I — 600 А. Причем все при толщине положительного или отрицательного электродов соответственно 1,67 и 1,37 мм.

Для проверки расчетных характеристик были проведены натурные испытания образцов батареи-модуля по стандартной программе. Их результаты: продолжительность t стартерного разряда до критического напряжения ($U_к$ = 9 В) при I = 600 А — 3,33—3,95 мин, при I = 660 А — 3,1—3,18 мин (по требованиям технического задания t = 3 мин); 20-часовая энергоемкость Q_{20} — 138 А · ч, что с учетом тенденций снижения энергоемкости при производстве модулей и повышения срока их службы даже превышает требования технического задания (100 А · ч).

Испытания образцов батарей-модулей в стартерном режиме при низких температурах воздуха показали, что вариант конструктивного их исполнения отвечает требованиям, предъявляемым к перспективной батарее. Причем не только при температуре электролита 243 К (−30 °С), но и при 238 К (−35 °С), что обеспечит повышенную готовность ВАТ к применению.

В итоге выполненных работ, о которых шла речь выше, удалось разработать рекомендации по выбору и построению МИП для ВАТ (табл. 3),

Таблица 3

Мощность ДВС, кВт	Номинальное напряжение системы электропуска, В	Пусковой ток электростартера, А	Состав МИП (число модулей) и их соединения	Объем. МИП, дм^3	$A_{ном}$, А · ч
⩽110	12	600	1	15	100
⩽150	12	1200	2; параллельно	30	200
⩽120	24	600	2; последовательно	30	100
⩽220	24	1200	4; последовательно-параллельно	60	200
⩽300	24	1800	6; последовательно-параллельно	90	300
⩽900	48	1200	8; последовательно-параллельно	1200	200

их установке, креплению и техническому обслуживанию.

Технико-экономическая оценка показала, что применение батареи-модуля на ВАТ обеспечивает следующее.

1. Полную унификацию и снижение номенклатуры аккумуляторных батарей до одного типа, увеличение, по сравнению со штатным рядом, на 15 % экономической эффективности типоразмерного ряда, построенного на ее основе.

2. Повышение эксплуатационной надежности, обусловленное высокими стартерными характеристиками систем снабжения, возможность пуска ДВС при температуре воздуха до 238 К (−35 °С).

3. Сокращение в 3—8 раз трудоемкости контроля уровня электролита, что позволяет унифицировать средства и режимы зарядки МИП.

4. Увеличение срока службы (ресурса) бортового химического источника тока.

УДК 629.1.042.2/.3

Модельный ряд сидений водителя СВМ-68000

Д-р техн. наук А.Н. МАРТИ, О.Г. ГОРЕЛОВА, А.А. МАРТИ

НИИ «Системы управления и привода»

Рассматривается новая конструкция сидения водителя.
Ключевые слова: сиденье, подушка, спинка, конструирование, демпфирование, технология изготовления.

Marti A.N., Gorelova O.G., Marti A.A.
MODEL LINE OF DRIVER'S SEAT SVM-68000

New construction of driver's seat is examined.
Keywords: seat, cushion, back, design, shock absorbtion, technology of production.

Традиционное сиденье водителя на уровне концепции его технической реализации может быть представлено в виде схемы, показанной на рис. 1.

Как видим, данная концепция предполагает раздельное исполнение двух базовых элементов сидений — механизма демпфирования колебаний и посадочной части, состоящей из подушки и спинки. При этом механизм демпфирования содержит два функционально различных элемента — механический или пневматический торсион, предназначенный для масштабирования амплитуды колебаний, и гидравлический амортизатор, обеспечивающий диссипацию энергии колебаний.

Таким образом, новая концепция представляет собой логический результат применения общепринятой в 1940—1950-х годах методики поузлового конструирования с последующим соединением узлов между собой с помощью специальных крепежных устройств.

Однако развитие математических и вычислительных методов привело к появлению теории и методики функционально-стоимостного анализа (ФСА). Кроме того, были разработаны научные основы математического обеспечения теорий конструкторской и технологической надежности, теории и методики прогнозирования возможных отказов. Что и привело к принципиальному пересмотру прежних методов конструирования.

Так, если раньше приоритетом конструирования считалась деталь как таковая, то теперь приоритетом и главным критерием качества конструирования и эксплуатационной надежности стала технология обеспечения функционального назначения узла при сборке. Что, естественно, потребовало пересмотра методики разбиения изделия на сборочные узлы. Например, ранее сборочный узел рассматривался как совокупность не распадающихся деталей, а теперь — как носитель надежности и эксплуатационных функций изделия.

Новый подход прежде всего привел к полному пересмотру роли крепежных элементов. В частности, было доказано, что именно соединения функционально, а не конструктивно завершенных сборочных узлов обеспечивают надежность изделия в целом. И что поверхности

Рис. 1. Традиционная функциональная схема сиденья водителя

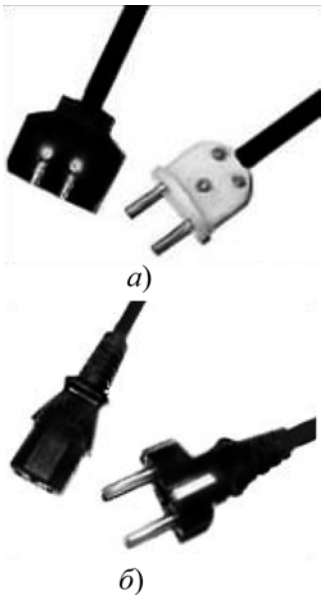

Рис. 2. Конструкции двух электрических разъемов — спроектированного, исходя из приоритета детали (а) и приоритета сборки (б)

соединений деталей и узлов должны отвечать комплексу специальных требований, обеспечивающих приоритет качества и надежность функций узла (изделия), формируемого в процессе сборки. Типичный тому пример — изменение конструкции электрических разъемов в зависимости от приоритета конструирования (рис. 2).

Так, на рис. 2, *а* показаны конструкции, спроектированные в 1950-х годах, а на рис. 2, *б* — современные, спроектированные из условия приоритета технологии сборки над деталью. Разница между ними огромная: например, вилка 1950-х годов содержит 17 различных деталей, изготовляемых и собираемых вручную за 746 технологических переходов, а современная вилка — три детали, заливаемые компаундом, и изготавливается она автоматически за восемь переходов.

То есть новая концепция дала резкое ускорение развитию производственных технологий. И это не могли не учитывать специалисты НИИ «Систем управления и привода», занявшись разработкой нового модельного ряда сидений водителя.

Принципиальные отличия концепции предлагаемых сидений от концепций устаревших состоят в следующем.

Во-первых, изменена силовая характеристика механизма демпфирования колебаний. Это стало возможным в результате объединения функций масштабирования и диссипации энергии колебаний на базе одного пневматического элемента — уникального по своим характеристикам технического аналога скелетной мышцы живых существ. То есть механической мышцы с адаптивной энергетической характеристикой. Что позволило совершенно оригинально сформулировать задачу синтеза кинематики механизма, использовать в качестве исходных данных при проектировании качественные характеристики демпфирования амплитуд колебаний по частотным полосам, синергетически объединить характеристики мышц и кинематики механизма.

Во-вторых, кинематика механизма демпфирования полностью адаптирована к энергетическим характеристикам диссипации энергии колебаний механической мышцы. При этом механизм реализует функции регулирования начальной и рабочей высот подъема сиденья и жесткости его подвеса.

В-третьих, в механизме применены высоконадежные и беззазорные винтовые втулки и плоские направляющие с минимальными значениями величин интегрального изнашивания.

В-четвертых, конструкция сиденья содержит элемент с программируемой жесткостью, при лобовом столкновении впервые в мире согласовывающий управляемую деформацию кузова автомобиля с величиной допустимых ударных ускорений на ремне безопасности.

В-пятых, изменена силовая схема установки спинки сиденья. Если ранее она базировалась относительно каркаса подушки, то сейчас это два функционально независимых элемента, базирующиеся относительно механизма подрессоривания. Такое изменение схем базирования дало возможность локализовать все вариации потребительских свойств сиденья за счет изменения только двух элементов — каркасов подушки и спинки, сохраняя неизменным все структурообразующие его элементы.

Данные концептуальные решения позволили создать широчайший модельный ряд сидений с любой наперед заданной амплитудно-частотной характеристикой и реализовать принципиально новую концепцию обеспечения безопасности.

Другими словами, создать высокотехнологичный продукт, изначально ориентированный на технологии массового производства с недостижимым для остальных участников рынка соотношением критерия «цена—качество».

На рис. 3 приведен пример сиденья без ремня безопасности. Его технические характеристики:

Диапазон регулирования углов наклона, град.:	
подушки	−15÷+5
спинки	−15÷+15
подзаголовника	0÷+15
Ход подзаголовника, мм	90
Шаг регулирования хода подзаголовника, мм	15
Продольный ход сдвоенных салазок, мм	240
Диапазон подъема сиденья, мм	60
Диапазон регулирования жесткости подвеса, Н/мм	40—240
Давление пневмопитания, МПа	0,6—1
Напряжение питания элемента подогрева подушки, В	12/24
Диапазон регулирования тока, А	2—5

Основа новых сидений СВМ-68000, делающая их совершенно

Рис. 3. Сиденье СВМ-68000:
1 — подзаголовник; *2* — спинка; *3* — подушка; *4* — механизм регулирования положения спинки и подушки; *5* — сдвоенные салазки продольного перемещения сиденья; *6* — устройство пневматического регулирования жесткости подвеса; *7* — элемент пломбирования режимов эксплуатации

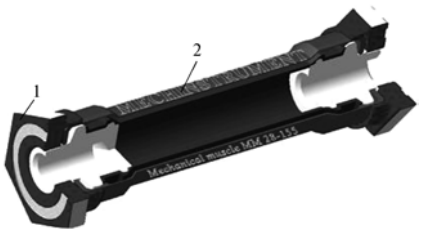

Рис. 4. Конструкция механической мышцы:
1 — адаптер; *2* — оболочка

уникальными изделиями, — механическая мышца.

Подробно о ней рассказано в «АП», 2006, № 5. Напомним коротко.

В природе существует линейный двигатель, способный адаптироваться практически к любым условиям функционирования. Это скелетная мышца. Для нее характерны высокая удельная мощность и большой интервал рабочих скоростей, плавность работы, возможность точного позиционирования и отслеживания перемещений в широком диапазоне нагрузок. Поэтому специалисты, в том числе специалисты автомобильной промышленности, давно пытаются создать ее механический аналог. Однако все их попытки, к сожалению, оказываются безуспешными. Причина, на наш взгляд, — в копировании физиологии.

Дело в том, что физиологи считают: при работе скелетной мышцы первично ее сокращение, а наблюдаемое при этом ее утолщение — лишь не играющее роли следствие.

Специалисты НИИ «Системы управления и привода» взглянули на скелетную мышцу с другой точки зрения. Они, наоборот, обратили внимание на то, что утолщение мышцы сопровождается не только сокращением ее длины, но и значительным тянущим усилием. И это очень интересно с точки зрения техники. Ведь известно, что при натяжении горизонтальной нити, например, провода высоковольтной сети, она выдерживает сотни кА осевой нагрузки, хотя и обрывается под действием нескольких сотен кН налипшего на него снега.

Итог — создание механической мышцы, аналогов которой в мире нет.

Конструктивно механическая мышца представляет собой (рис. 4) цилиндрическую резиновую оболочку из морозостойкой эластичной резины. На внешней ее поверхности расположены нити продольного армирования, которые, как и вся оболочка, закреплены на торцевых соединительных элементах (адаптерах).

Работает механическая мышца следующим образом.

При увеличении давления в оболочке она начинает деформироваться, и нити нагружаются поперечной силой, а ее длина сокращается. То есть начинается процесс преобразования энергии, в том числе в механическую работу.

По мере сокращения мышцы прогиб нитей увеличивается, но одновременно растет и площадь поверхности оболочки. При этом тянущее усилие мышцы монотонно уменьшается. (Прослеживается полная аналогия со скелетной мышцей.)

Очевидно, что предельным состоянием мышцы в данном случае является шар. Когда оболочка достигает этой формы, дальнейшее увеличение объема рабочего тела невозможно. Мышца в таком положении совершать работу не может, но удерживать нагрузку за счет внутренней энергии рабочего тела может.

Это общая схема, разумеется.

Теперь о выполненном на мышце механизме демпфирования колебаний сиденья СВМ-68000.

Он выполнен (рис. 5) по схеме четырехрычажного подвеса с нижним расположением мышцы, при этом одна пара плеч этих рычагов образует поступательную кинематическую пару, через механическую мышцу сообщающуюся с основанием вращательной кинематической

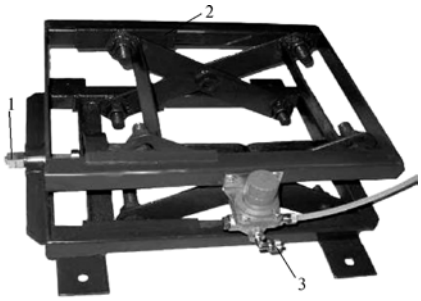

Рис. 5. Механизм демпфирования колебаний сиденья СВМ-68000:
1 — механизм раздельного регулирования высоты подъема сиденья; *2* — рычаг; *3* — механическая мышца

Рис. 6. Конструктивная реализация винтовых втулок

пары, которая принадлежит второй паре рычагов системы.

При разработке концепции сидений модельного ряда СВМ-68000 особое внимание уделялось эксплуатационным характеристикам кинематических пар, которые обеспечивают такие потребительские их качества, как подавление высших гармоник собственных резонансных частот механизма, качание и люфты сиденья, ширина зоны нечувствительности регулировок.

Так, в традиционных сиденьях используются только вращательные кинематические пары с пластмассовыми роликами и промежуточными втулками, для которых в начальной стадии эксплуатации характерно наличие резонансных явлений по всем высшим гармоникам колебаний, а прогрессирующий износ роликов сопровождается резким увеличением осевых и радиальных люфтов в механизме и расширением зоны нечувствительности. В механизме же сиденья СВМ-68000 в качестве вращательных кинематических пар применены винтовые втулки с автоматическим выбором зазора и увеличенной на 80 % поверхностью трения, а также плоские ползуны с расширенной триботехнической базой и автоматической выборкой зазоров. Это обеспечивается за счет использования в качестве триботехнических поверхностей наклонных поверхностей в местах кинематического сопряжения и винтовых втулок (рис. 6).

Наконец об адаптивной энергетической характеристике механизма демпфирования колебаний сиденья СВМ-68000: ее обеспечивает способность механической мышцы к самонастройке.

Так, традиционные механизмы подрессоривания сидений содержат механический или пневматический торсион. При этом регулирование высоты начального подъема сиденья осуществляется за счет увеличения энергии, запасенной торсионом. Но чем выше подъем, тем более жестким становится подвес, что, очевидно, резко уменьшает эффективность демпфирования высокочастотных колебаний. В сиденье же СВМ-68000 реализована адаптивная характеристика демпфирования колебаний во всем частотном диапазоне: по мере повышения давления в мышце увеличивается ее сокращение, но автоматически снижается тянущее усилие. В итоге по мере подъема сиденья его жесткость не увеличивается, как в торсионных сиденьях, а снижается. И получается практически линейная во всем диапазоне частот характеристика демпфирования. Эта линеаризация позволяет отказаться от гидравлического амортизатора и обеспечить адаптивные свойства подвеса.

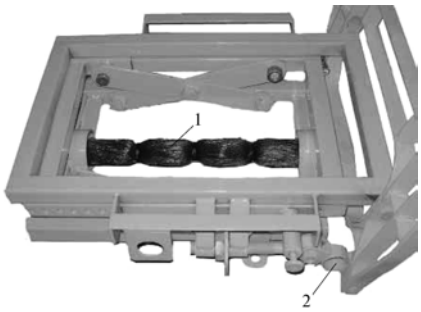

Рис. 7. Схема расположения механической мышцы (1) и элемента программируемой жесткости (2)

Кроме того, в СВМ-68000 впервые в мировой практике применен элемент с программируемой жесткостью (рис. 7), обеспечивающий контролируемое ограничение ударных ускорений на ремне безопасности при смещении спинки сиденья относительно механизма демпфирования, а не каркаса подушки. Это позволяет обеспечить физиологически допустимые ускорения на ремне безопасности при программируемой деформации кузова автомобиля.

Что касается каркасов подушки и спинки сиденья, то они, в общем-то, обычные. За исключением одного: характеристика жесткости их пружин согласована с интегральной жесткостью механизма подрессоривания во всем диапазоне частот. Что исключает явления резонанса при перекрытии частотных октав вибрации в системе «автомобиль—механизм демпфирования колебаний—подушки сиденья».

В сиденье СВМ-68000 используются совмещенные механизмы регулирования углов наклона подушки и спинки и независимого подъема каркаса подушки.

Читатель предлагает

УДК 621.43.031/.032

Модернизированный диафрагменный топливный насос карбюраторных ДВС

Канд. техн. наук Е.В. СЛИВИНСКИЙ

Елецкий ГУ им. И.А. Бунина

Представлены материалы, касающиеся разработки перспективной конструкции диафрагменного топливного насоса для карбюраторных ДВС. Приведены примеры расчета основных геометрических параметров такой конструкции.
Ключевые слова: диафрагменный топливный насос, карбюратор, двигатель.

Slivinskiy E.V.
MODERNIZED FUEL PRIMER PUMP OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

In this work the materials, concerning the working out of outlook construction of fuel primer pump for carburetor internal combustion engine are represented. The examples of culculation of the basic geometric parameters of this construction are given.
Keywords: fuel primer pump, carburetor, engine.

Традиционный топливный насос карбюраторного ДВС обладает, как известно, существенным недостатком: на неработающем двигателе плечо его двуплечего рычага может стоять в положении, при котором рычаг ручной подкачки топлива не способен обеспечивать угловые повороты двуплечего рычага, а значит, и подачу топлива в поплавковую камеру карбюратора. Причина хорошо известна: в таком положении двуплечий рычаг контактирует с эксцентриком распределительного вала в точке дальнего стояния последнего. Следствие этого недостатка тоже хорошо известно — затрудненность или невозможность пуска двигателя после длительной стоянки автомобиля и в зимнее время года.

Специалистам Елецкого ГУ удалось решить эту проблему: они разработали вариант насоса, сохраняющего работоспособность при любом положении эксцентрика распределительного вала (пат. № 2347099, РФ).

Такой модернизированный насос, как обычно, состоит (рис. 1) из корпуса *3*, крышки *2* и съемного стакана *1*. Между корпусом и крышкой размещена диафрагма *4*, подпружиненная пружиной сжатия *5*. Но шток *6* диафрагмы *4* соединен со звеном *12*, которое шарнирно связано не с жестким, а с упругим рычагом *14*, на котором выполнен выступ *15*. Этот рычаг, как и в случае традиционной конструкции, контактирует с эксцентриком *13* распределительного вала двигателя.

Звено *12* с помощью вала *10* соединено со вторым рычагом *11* ручной подкачки топлива. Кроме того, на корпусе *3* (также шарнирно) установлен дополнительный рычаг *7* ручной подкачки топлива, связанный с толкателем *8*, имеющим пружину *9* сжатия.

Принцип действия насоса следующий.

При работающем двигателе эксцентрик его распределительного вала, вращаясь с угловой скоростью ω, обеспечивает, как и в серийном насосе, угловые повороты рычага *14* по стрелкам *A*. Эти движения переда-

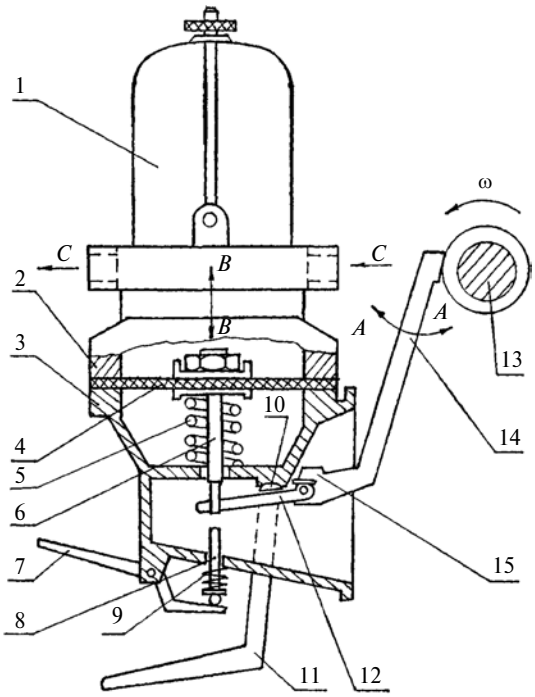

Рис. 1. Схема модернизированного насоса:
1 — съемный стакан; *2* — крышка; *3* — корпус; *4* — диафрагма; *5* — пружина сжатия; *6* — шток диафрагмы; *7* — дополнительный рычаг ручной подкачки топлива; *8* — толкатель; *9* — пружина сжатия толкателя; *10* — вал; *11* — рычаг ручной подкачки топлива; *12* — звено; *13* — эксцентрик; *14* — упругий рычаг; *15* — выступ

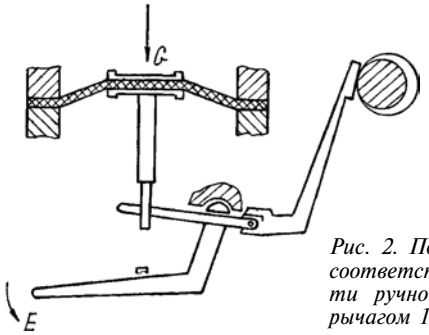

Рис. 2. Положение диафрагмы, соответствующее возможности ручной подкачки топлива рычагом 11

ются звену, соединяющему приводной рычаг со штоком диафрагмы, которое создает возвратно-поступательные перемещения штока *6*, способствуя тем самым упругой его деформации по стрелкам *B*. Такие ее деформации и перепускные клапаны, расположенные в насосе, обеспечивают перекачку топлива из бака автомобиля в карбюратор по стрелкам *C*. То есть отличий в работе серийного и модернизированного насосов нет.

Но чтобы подкачать топливо вручную, диафрагма серийного насоса должна находиться в упругом деформированном состоянии — как на рис. 2. Это положение необходимо для того, чтобы при воздействии штока при угловом повороте рычага ручной подкачки диафрагма могла перемещаться и подавать топливо. Но если при останове двигателя диафрагма расположилась так, как показано на рис. 3, то рычаг ручной подкачки не может переместить шток. Поэтому вручную или с помощью стартера водитель должен провернуть кулачковый вал, чтобы диафрагма заняла положение, соответствующее рис. 2.

Новый механизм привода мембраны не требует таких манипуляций, поскольку он снабжен измененным приводом ручной подкачки, в состав которого входят (см. рис. 3) рычаг *3*, поворачивающийся на оси *2*, которая закреплена в корпусе насоса, толкатель *1*, пружина *4* и упругий рычаг *5*. Для перемещения штока диафрагмы по стрелке *M* достаточно нажать на хвостовик рычага *2* по стрелке *F*. И поскольку рычаг *5* выполнен упругим, то он способен изгибаться по стрелке *N* относительно своей опоры — эксцентрика *6*. Благодаря такой способности диафрагма займет положение, показанное на рис. 2, а когда водитель отпускает дополнительный рычаг *3*, последний под действием пружины *4* толкателя движется в направлении, обратном стрелке *F*. При этом рычаг *5* перемещает шток диафрагмы в направлении, обратном стрелке *M*, топливо всасывается в карбюратор. И так повторяется до восстановления уровня топлива в поплавковой камере.

Из сказанного следует, что основное отличие модернизированного топливного насоса от насосов серийных заключается в выполнении приводного рычага упругим. Причем очевидно, что его жесткость на изгиб должна быть такой, чтобы, во-первых, топливо на рабочих режимах ДВС устойчиво поступало в карбюратор и, во-вторых, чтобы при ручной подкачке он мог бы восстанавливать свою геометрию после снятия нагрузки с дополнительного рычага *3*.

Учитывая эти условия, рассчитаем необходимые геометрические параметры приводного рычага, например, для насоса грузового автомобиля ГАЗ-53А и подберем материал для его изготовления.

Для расчета воспользуемся упрощенной расчетной схемой привода диафрагмы, состоящего (рис. 4) из дополнительного рычага *2* ручной подкачки топлива, шарнирно связанного со штоком *1* диафрагмы, который одной стороной контактирует с нагнетательной пружиной диафрагмы, а другой — с приводным рычагом *3*, который взаимодействует с эксцентриком *4* распределительного вала ДВС.

Расчет начнем с определения прогиба приводного рычага *3* для серийного диафрагменного насоса. Он, как известно, определяется по формуле $y_c = P_1 l^3/3EJ_x$,

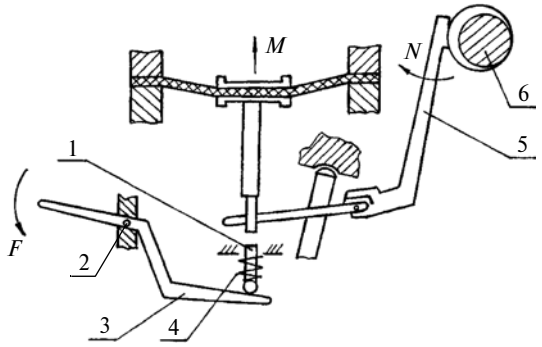

Рис. 3. Положение диафрагмы в начале подачи топлива:
1 — толкатель; *2* — ось дополнительного рычага ручной подкачки топлива; *3* — дополнительный рычаг ручной подкачки топлива; *4* — пружина толкателя; *5* — упругий рычаг; *6* — эксцентрик

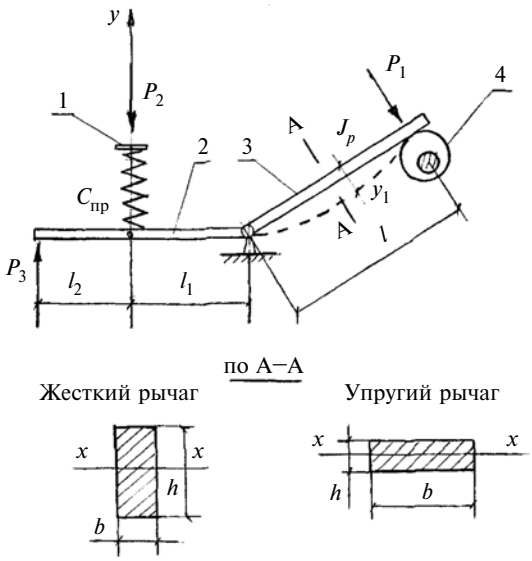

Рис. 4. Схема нагружения детали модернизированного насоса:
1 — шток диафрагмы; *2* — дополнительный рычаг ручной подкачки топлива; *3* — приводной рычаг; *4* — эксцентрик

в которой P_1 — нагрузка, создаваемая концом рычага на эксцентрике; l — длина рычага; E — модуль упругости материала; $y = bh/12$ — осевой момент инерции сечения рычага; b, n — ширина и высота сечения рычага.

Среднее значение усилия P_2, создаваемого диафрагмой насоса двигателя автомобиля ГАЗ-53А при перекачке топлива, составляет 2 Н, а нагрузка P_1, приложенная от него к эксцентрику — 0,1 Н, величины l, b и h соответственно равны 60, 5 и 6 мм. Тогда $y_c = 0{,}0004$ мм.

Как видим, в серийном насосе прогиб рычага практически отсутствует.

Теперь зададимся размерами b и h сечения приводного рычага, выполненного из рессорно-пружинной стали 60С2А и предназначенного для модернизированного насоса. Они, исходя из конструктивных соображений, должны быть равны соответственно 3 и 2 мм. Тогда прогиб y'_c в автоматическом режиме перекачки топлива при работающем двигателе составит 0,018 мм. То есть он небольшой, следовательно, не будет отрицательно влиять на работу насоса.

Зададимся далее (тоже из конструктивных соображений) длиной $(l_1 + l_2)$ рычага ручной подачи топлива. Допустим, что она равна 100 мм, а усилие P_3, создаваемое на нем в ручном режиме перекачки топлива, — 80 Н (8,3 кгс). Тогда значение усилия P_1 определяется по формуле $P_1 = \frac{l_1 + l_2}{l_2} P_3$, и оно составит 128 Н (13 кгс).

При такой силе прогиб $y_р$ приводного рычага в случае ручной подачи топлива в карбюратор будет равен 23,04 мм, а ход H штока *1* диафрагмы (подсчитывается по формуле $H = \frac{l_1}{l_2} y_р$) — 12 мм. Это вполне достаточно, чтобы обеспечить подачу топлива в карбюратор тогда, когда нет зазора между приводным рычагом и эксцентриком распределительного вала ДВС.

Опытный образец модернизированного топливного насоса прошел испытания в стендовых условиях и показал удовлетворительную работоспособность.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 656.078.81

Оценки эффективности системы технического обеспечения АТП

Канд. техн. наук В.Н. ГРИГОРЬЕВ

Хабаровский пограничный институт ФСБ России

Изложена методика оценки эффективности функционирования системы технического обеспечения автотранспортного предприятия, предназначенная для оказания помощи при выработке решений на техническое обеспечение организации в современных условиях и на перспективу его развития.

Ключевые слова: автомобильная техника, автотранспортное предприятие, подсистема обеспечения, техническое обеспечение, техническое обслуживание, эвакуация техники, эксплуатация техники.

Grigoriev V.N.

THE EFFECTIVENESS APPROPRIATION OF THE TECHNICAL SECURITY SYSTEM OF THE MOTOR TRANSPORT ENTERPRISE

The article considers the method of the effectiveness appropriation of the technical security system functioning of the motor transport enterprise. This method intends for helping in the time of working out the decision of the technical security organization in present-day condition and the prospect of it's development.

Keywords: the motor technique, the motor transport enterprise, the technical security subsystem, the technical security system, the technical service, the evacuation of the technique, the exploitation of the technique.

Существующая в настоящее время система технического обслуживания автотранспортных предприятий сформирована еще во времена СССР и базировалась преимущественно на плановом производстве товаров и оказании услуг. Причем произошедшие за последние годы изменения в экономике в основном подтвердили ее жизнеспособность. Но, естественно, потребовали уточнения, видоизменения и дополнения отдельных ее элементов. Прежде всего, проведения мероприятий, направленных на поддержание автомобильной техники в работоспособном состоянии и обеспечение безаварийной работы, сокращение расходов на ее содержание, увеличение прибылей от произведенной ею работы. Другими словами, мероприятия, способствующие повышению эффективности функционирования АТС [1].

Чтобы решить данную проблему, должностным лица АТП следует, очевидно, принимать управленческие

решения, базирующиеся на всесторонней оценке и перспективах ее развития. И методики такой оценки существовали и ранее. Однако проходящая в настоящее время реорганизация автотранспортной отрасли и, как следствие, перераспределение функций между органами управления, принятие новых руководящих документов влекут за собой необходимость внесения корректив в существующие методики. И корректив настолько серьезных, что в результате доработанная методика становится принципиально новой, которая и предлагается вниманию читателей.

От ранее принятых она отличается тем, что эффективность функционирования системы технического обеспечения АТП оценивается коэффициентом, учитывающим «фактор времени» применения материальных средств и стоимость основных фондов, а также затраты времени на развертывание средств технического обслуживания и ремонта автомобильной техники.

Исходными данными предлагаемой методики являются четыре подсистемы — подготовки специалистов системы технического обеспечения; ее финансирования; технического обслуживания и ремонта техники; временных и пространственных показателей, в которых функционирует система технического обеспечения.

Для каждой из них предлагаются свои расчетные соотношения. Рассмотрим их.

1. *Подсистема подготовки специалистов.* Статистические данные по численности и качеству подготовки специалистов системы технического обеспечения позволяют количественно оценить уровень S_0 подготовки любого i-го профиля, используя для этой цели формулу № 1 (см. таблицу).

И так как подготовка специалистов, осуществляется в плановом порядке, а статистические данные, получаемые по процессу обучения, объективно верны, то уровень S_i подготовки специалистов i-го профиля для системы технического обеспечения на перспективу следует оценивать по формуле № 2, а общий уровень S_Σ на предприятии — по формуле № 3.

Качество обученности специалистов характеризуется величиной коэффициента $O_с$ обученности, который для всего АТП подсчитывается по формуле № 4.

И, кроме того, поскольку процесс подготовки специалистов во временных рамках является устойчивым (имеет небольшие дисперсионные отклонения), то все приведенные выше зависимости можно считать линейными. Следовательно, для прогнозирования уровня $S_{гот}$ готовности специалистов АТП на любой момент времени можно пользоваться формулой № 5.

2. *Подсистема финансирования.* Ввиду нестабильности денежных потоков, т. е. временной разнесенности их поступления, а также факторов, влияющих на их своевременную реализацию, анализ этой подсистемы строится на основе модели, учитывающей адаптивные изменения для функционирования системы при неоднородных потоках [1]. Согласно ей, функция состояния системы поступления потоков характеризуется формулой № 6, а в результате оптимизации для неоднородных потоков — принимает вид формулы № 7, анализ которой свидетельствует о целесообразности применения линейного аддитивного случая задания функции оценки поступления финансового потока в установленные сроки (формула № 8).

Если поступление финансовых потоков относительно стабильно и влияние различных факторов на этот процесс незначительно, то данную зависимость тоже можно считать линейной. Если же этого нет, то приходится пользоваться более сложной зависимостью или применять линейную на более коротких отрезках времени.

Для оценки времени поступления и затрат денежных потоков примем, что T_1 — статистически определяемое время поступления средств с момента заявки на них до фактического их получения, а T_2 — период времени, необходимый для обеспечения функционирования системы в соответствии с требованиями руководящих документов.

С определением T_1 у АТП, очевидно, проблем нет. Что же касается T_2, то анализ мероприятий по финансированию системы показывает: существенно увеличить T_2 могут отсутствие поставщика требуемых товаров и услуг; невозможность поставщика выполнить поставленные перед ним задачи в необходимом АТП объеме и в установленные сроки; отсутствие потребности АТП в поставках тех видов товаров или в том объеме, которые желательны поставщику. Все перечисленные факторы нельзя не учитывать. Делается это с помощью коэффициента ξ действий поставщика, подсчитываемого по формуле № 9.

Когда же $T_1 < T_2$, возникает задержка денежного потока на активе, что требует нового перерасчета начального параметра средств, поступивших за период, т. е. $C_п$. Если же происходит задержка в поступлении средств, т. е. $T_1 > T_2$, то это вызывает критическую их нехватку, что неприемлемо для функционирования АТП.

Для оценки результативности распределения и фактического соответствия времени, затраченного на выполнение необходимых задач по поставкам и реализации услуг, введем «фактор $f_в$ времени», который определяется по формуле № 10. Из неё, учитывая сказанное выше, следует, что $f_в$ может принимать положительные и отрицательные значения, а также быть равным нулю. Причем если $f_в < 0$, количество средств, вложенных в функционирование системы, излишне; если $f_в > 0$, то их недостаточно; если $f_в = 0$ — дело организовано идеально. Кроме того, по величине $f_в$ можно определить возможность использования средств в конкретном регионе в зависимости от факторов, влияющих на продолжительность периодов поступления и реализации финансовых потоков, т. е. на T_1 и T_2, а также фактический объем $C_ф$ средств, необходимых для функционирования системы (формула № 11).

Для дифференциации фактической оценки рассмотрим функцию определения объема финансовых средств в двух случаях — при $f_в > 0$ и $f_в < 0$. В первом получается, что $C_ф = C_m\xi$, во втором — что $C_ф = C_m\langle\xi\varphi\rangle$, где $\langle\xi\varphi\rangle$ — симметрическая разность. При $f_в > 0$, получаем формулу № 12, а при $f_в < 0$ — формулу № 13.

Найденный по этим формулам фактический объем финансовых средств — как раз требуемый для выполнения задач технического обеспечения АТП объем. Но для оценки эффективности функционирования системы знание $C_ф$ недостаточно. Нужен еще и «весовой»

№ формулы	Формула	Примечания
1	$S_0 = \frac{\Sigma N_{n_i}}{\Sigma N_{в_i}}$	N_{n_i} — число подготовленных специалистов i-й специальности; $N_{в_i}$ — численность работников i-го профиля
2	$S_i = S_{0i} + \frac{\Sigma N_{пп_i} - \Sigma N_{от_i}}{\Sigma N_{в_i}}$	$N_{пп_i}$ — число работников i-го профиля, которые пройдут подготовку к записанному в плане сроку; $N_{от_i}$ — число специалистов i-го профиля, отсутствующих в этот момент
3	$S_\Sigma = \sum_{i=1}^{m} \Delta_i S_i + \frac{\sum_{i=1}^{m} N_{пп_i} - \sum_{i=1}^{m} N_{от_i}}{N_{в_i}}$	m — число оцениваемых специальностей
4	$O_с = \sum_{i=1}^{m} \Delta_i S'_i = \sum_{i=1}^{m} \Delta_i \frac{N_{о_i}}{N_{в_i}}$	$0 \leqslant \Delta_i \leqslant 1$; $\Sigma\Delta_i = 1$; где Δ_i — "весовой" коэффициент важности i-й специальности
5	$S_{гот} = SO_с = \left(\frac{\Sigma N_{п_i} + \Sigma N_{пп_i} - \Sigma N_{от_i}}{\Sigma N_{в_i}}\right) \Sigma\left(\Delta_i \frac{N_{о_i}}{N_{в_i}}\right)$	—
6	$y = f(y_н; X, A)$	$y_н$ — параметр наибольшего или наименьшего значения; X — денежные средства для функционирования системы; A — расходуемые денежные средства
7	$y = F(y_0; x_0, x, S)$	y_0 — наименьшее время для удовлетворения потребностей системы; x_0 — денежные средства в начальный период функционирования системы; S — доля расходуемых денежных средств
8	$C_м = C_н + SC_п^\alpha$	$C_м$ — средства, необходимые для выполнения необходимых мероприятий по техническому обеспечению АТП; $C_н$ — имеющиеся в начальный период средства, которые предназначены для нужд технического обеспечения АТП; $C_п$ — средства, поступившие за рассматриваемый период; α — показатель необходимости затраты $C_м$ на момент решения задач
9	$\xi = \frac{O_{вып}}{O_{пз}}$	$O_{вып}$ — объем средств, которые поставщик в состоянии освоить; $O_{пз}$ — объем средств, выделенных АТП поставщику
10	$f_в = \frac{T_1 - T_2}{\sqrt{T_3 H_п(T)}}$	$T_з$ — время, которое затратит поставщик на доставку товара в АТП; $H_п(T)$ — время, в течение которого у АТП нет поставщика
11	$C_ф = C_м \xi \varphi$	$\varphi = \frac{1}{\lvert f_в \rvert}$ — "весовой" коэффициент нормирования фактора времени
12	$C_ф = (C_н + C_р C_п^\alpha) \frac{O_{вып}}{O_{пз}}$	—
13	$C_ф = (C_н + C_р C_п^\alpha) \left[\frac{O_{вып}}{O_{пз}} + \frac{1}{\lvert f_в \rvert} - \left(\frac{O_{вып}}{O_{пз} \lvert f_в \rvert}\right)\right]$	—
14	$\gamma_ф = \frac{C_ф}{C_ф + \eta}$	η — показатель инфляции
15	$П_п = \frac{П_ф}{П_в}$	$П_ф$ — число исправных АТС в АТП; $П_в$ — общее их число
16	$H(\alpha\beta) = -p(AB)\lg[p(AB)]$	$p(AB)$ — вероятность появления событий A и B одновременно
17	$П_п = \frac{П_ф[1 - H(\alpha\beta)]}{П_в} = \frac{П_ф\{1 + p(AB) lg[(p(AB))]\}}{П_в}$	—
18	$H(\alpha) = -p(A)\lg p(A)$	—
19	$H(\beta) = -p(B)\lg p(B)$	—

№ формулы	Формула	Примечания
20	$П_0^{стат} = H(\alpha) + H(\beta)$	
21	$П_п^{стат} = П_0^{стат}\left[-\left(\frac{t}{t_n}\right)\ln t\right]$	t — время работы техники до выхода из строя; t_n — время работы техники до списания
22	$П_п^{в} = П_п П_п^{стат}$	—
23	$v_р = \frac{L}{T_о}$	$Д$ — расстояние до объекта восстановления; $T_о$ — общее время, затраченное на восстановление объекта

показатель данного параметра, учитывающий уровень инфляции, следовательно, позволяющий оценить необходимость резервирования денежных средств. Таким показателем является коэффициент $\gamma_ф$ объема финансовых средств (формула № 14).

3. *Подсистема состояния техники.* Состояние автомобильной техники на момент первого ее диагностирования оценивается коэффициентом $П_п$ ее готовности (формула № 15). Однако эта формула, к сожалению, позволяет оценить состояние техники только в определенный момент времени и не учитывает вероятности выхода ее из строя в период эксплуатации между такими моментами времени. Значит, нужна формула, дающая прогноз такой вероятности. И надо сказать, что специалисты разработали достаточно много соответствующих методик. Правда, в большинстве своем не учитывающих реальных условий эксплуатации АТС — сроков службы, фактического технического состояния, удаленности филиалов предприятия от органов технического обслуживания и ремонта и т. д. Поэтому автор сделал допущение, смысл которого заключается в том, что вероятность выхода из строя техники состоит из двух вероятностей — прогнозируемой A и непрогнозируемой B.

Тогда для события A вероятность появления неисправности будет стабильной, а для события B — зависеть от сроков службы техники, ее реального состояния и других факторов. А в общем виде энтропия $A(\alpha\beta)$ вероятности проявления обоих событий одновременно может быть записана в виде формулы № 16. И данный «прогноз вероятности» состояния техники позволяет представить формулу № 15 в виде формулы № 17. Входящие в нее вероятности событий A и B определяются следующим образом.

Первая — исходя из того, что для события A существует опыт стабильности α, который представляет собой среднее значение случайной величины $H(\alpha)$, вычисляемой по формуле № 18. Сама же вероятность события A может быть рассчитана по принятым методикам, определена статистическим методом анализа информации состояния или на основании проведенных исследований.

Для события B также существует опыт стабильности β. Только в данном случае на его оценку существенное влияние оказывают сроки службы и реальное состояние техники, а также оценки специалистов. Следовательно, среднее значение случайной величины $H(B)$ определится по зависимости, аналогичной проведенной выше, т. е. по формуле № 19.

Средние значения $H(A)$ и $H(B)$ дают возможность оценить состояние образцов техники в определенные периоды ее эксплуатации.

Так, статистическое состояние $П_0^{стат}$ техники на момент анализа рассчитывается по формуле № 20, а статистическая зависимость состояния $П_п^{стат}$ техники от времени (до списания), как доказано, соответствует логарифмической функции, которая имеет вид формулы № 21.

Коммутативная связь состояний техники на момент первого диагностирования и до списания (соответственно формулы № 16 и 20) позволяет оценить вероятностное ее состояние $П_п^{в}$ до планируемого ремонта (формула № 22).

4. *Подпрограмма «Временные и пространственные показатели».* Ее необходимость доказана результатами исследований, выполненных автором и его коллегами. Например, установлено, что в связи со значительной удаленностью некоторых филиалов от АТП время, затрачиваемое на выдвижение ремонтных бригад к требующему обслуживания или ремонта объекту техники, оказывает очень существенное влияние на функционирование системы технического обеспечения всего АТП. Кроме того, выявлено, что в каждом АТП, имеющем филиалы или выполняющем междугородные перевозки, можно найти условный филиал или образец техники, расстояние и скорость движения до которого будут равны среднему расстоянию и скоростям движения до всех существующих филиалов или выполняющих рейс автомобилей. Отсюда вывод: в расчетах целесообразно применять среднее время, затрачиваемое на движение к условному филиалу или неисправному автомобилю, находящемуся в рейсе.

Учитывая это, скорость $v_р$ развертывания системы технического обеспечения для проведения работ на образце техники можно определить по стандартному физическому закону (формула № 23).

Исходя из требований руководящих документов и нормативно-технической документации, время $T_о$ на восстановление единицы техники подвижными ремонтными органами АТП должно находиться в интервале 5—15 ч. Следовательно, скорость развертывания системы технического обеспечения должна быть не менее 5—10 км/ч.

Однако приведение к единому знаменателю параметров скоростей развертывания всех образцов техники — достаточно трудоемкая задача. К тому же в каждом конкретном АТП имеется в основном небольшое число одноименных моделей АТС. Поэтому при проведении расчетов целесообразно применить интегральный коэффициент λ скорости развертывания.

Рассмотренная выше методика проверена при оценке возможностей существующей системы технического обеспечения муниципальных АТП Амурской области. С ее помощью показано, что эффективность функционирования данной системы явно недостаточна: вероятность выполнения возлагаемых на нее задач по обслуживанию имеющегося парка автомобилей и оказанию различных видов услуг в настоящее время не превышает 60 %.

Литература

1. Резник Л.Г., Ромалис Г.М., Чарков С.Т. Эффективность использования автомобилей в различных условиях эксплуатации. М., Транспорт. 1989. 126 с.

УДК 629.621.018.66

Бесконтактный индикатор технического состояния дизелей

Д-р техн. наук И.К. ДАНИЛОВ, Ю.И. ДАНИЛОВ

Саратовский ГТУ

Бесконтактный индикатор технического состояния дизелей предназначен для безразборной диагностики технического состояния двигателей. Точность и информативность устройства на порядок выше аналогов за счет использования лазерного датчика перемещений, что позволяет реально оценить комплекс технических воздействий для восстановления двигателя.

Ключевые слова: двигатель, индикатор, дизель, зазор, масляный слой, лазерный датчик, перемещение, подшипник.

Danilov I.K., Danilov Yu.I.

NONCONTACT INDICATOR OF DIESELS' TECHNICAL STATE

Noncontact indicating device of diesels' technical state is designed to diagnose engines' technical condition. The accuracy and self-descriptiveness of the device is more than of the prototype because of the laser sensor which really allows estimating the necessary technical arrangements for engine rebuilding.

Keywords: engine, indicator, diesel, gap, oil layer, laser sensor, relocation, bearing.

Исследования автомобильных дизелей, имеющих запредельные зазоры в КШМ, свидетельствуют: основная причина данной неисправности — аномалии в условиях смазки шатунных подшипников. Отсюда напрашивается вывод: по толщине масляного слоя в этих подшипниках можно судить о техническом состоянии дизеля.

Вывод очевидный. Однако его практическая реализация — дело довольно сложное: чтобы измерить зазор в подшипнике, который, собственно, и определяет толщину масляного слоя в нем, двигатель приходится разбирать.

Для исправления сложившийся ситуации в Саратовском ГТУ разработали устройство (пат. № 73730, РФ) безразборного диагностирования дизелей.

Это устройство представляет собой бесконтактный индикатор износа деталей КШМ. В его состав входят (см. рисунок) корпус *7* серийной форсунки, в сквозном канале *8* (условно показан геометрической осью) которого размещен лазерный датчик, включающий считывающее устройство *9*, и электронный дисплей *6*. В корпусе *7*, кроме того, выполнен дополнительный канал *3*, который соединяет камеру сгорания *4* с запорным вентилем *1* и манометром *2*.

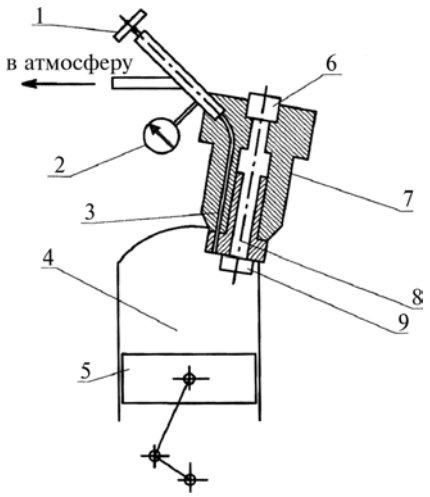

Схема устройства для безразборного диагностирования КШМ дизеля:
1 — запорный вентиль; *2* — манометр; *3* — дополнительный канал; *4* — камера сгорания; *5* — поршень; *6* — дисплей; *7* — корпус; *8* — канал в корпусе серийной форсунки; *9* — считывающее устройство

Устройство работает следующим образом.

Поршень *5* диагностируемого цилиндра дизеля устанавливают в ВМТ, в отверстие для форсунки вводят считывающее устройство *9* лазерного датчика, вворачивают корпус *7* в головку цилиндра и по параметрам, выведенным на дисплей *6*, измеряют положение поршня. Затем пускают дизель и измеряют новое положение поршня в ВМТ. Очевидно, что разница между первым и вторым показаниями и будет давать суммарную толщину масляного слоя в зазорах между деталями КШМ.

Далее, не останавливая двигатель, открывают запорный вентиль *1* и вновь измеряют положение поршня в ВМТ. При этом масляная пленка за счет сил инерции деталей КШМ выдавливается из зазоров между его деталями, и разница между первым и третьим показаниями, выведенными на дисплей, дает суммарный зазор между сопрягаемыми деталями.

Как видим, технология измерений довольно проста, следовательно, доступна для любых условий эксплуатации и уровня подготовки пользователей.

При рассмотрении предлагаемой технологии авторы не упомянули о влиянии температурного режима на состояние шатунных вкладышей, а ведь при нагревании их толщина увеличивается.

Сделано это сознательно: расчеты, выполненные с помощью уравнения теплового баланса, показали, что утолщения вкладышей при работе ДВС на результаты измерений зазоров в КШМ практически не влияют.

Для определения выборки суммарных зазоров в КШМ и толщины масляного слоя в шатунных подшипниках дизелей различных модификаций авторы рассмотрели условия существования движения КШМ

относительно шеек коленчатого вала, обусловленные толщиной масляного слоя и зазорами между деталями. Установлено, что с ростом частоты вращения коленчатого вала возрастает не только инерционная сила (пропорционально квадрату частоты), но и силы, направленные против нее — демпфирующая (газовая), механических потерь, гидравлическая. В результате при определенной (как показали эксперименты, своей для каждого дизеля) частоте вращения зазоры в нижней и верхней головках шатуна полностью выбираются, и происходит стабилизация перемещения. Эта частота и есть та, при которой нужно проводить измерения. (Например, у дизелей КамАЗ нового семейства она равна 850 мин$^{-1}$.)

Тепловой и силовой расчеты дизелей различных моделей и модификаций, а также экспериментальные исследования доказали: рассмотренное устройство суммарные зазоры в КШМ и толщину масляного слоя в шатунных подшипниках работающего ДВС измеряет, что позволяет реально оценить техническое состояние сопряжений КШМ и принять решение о необходимом комплексе технических воздействий для восстановления его работоспособности.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 678/629.331

Экологические аспекты выбора полимерных материалов для деталей автомобилей

Канд. хим. наук А.С. ЛУНИН

Группа «Полипластик»

Рассмотрены вопросы экологически обоснованного выбора полимерных материалов и технологий, связанных с ними, для массового производства деталей автомобильной техники с целью исключения текущих и отдаленных неблагоприятных воздействий на человека и окружающую среду.

Ключевые слова: автокомпоненты, полимерные материалы, пластики, экологический уровень, рециклинг.

Lunin A.S.

ECOLOGICAL ASPECTS OF A CHOICE OF POLYMERIC MATERIALS FOR DETAILS OF AUTOCARS

The questions of ecologically well-founded choice of polymeric materials and technologies, connected with them, for mass manufacturing of details of automobile technics for the purpose of an exception of the current and remote adverse influences on the person and environment are considered.

Keywords: autocomponents, polymeric materials, plastics, ecological level, recycling.

За два последних десятилетия по ряду объективных причин резко возросло применение полимерных материалов в конструкциях автомобильной техники, увеличилось и разнообразие этих материалов. Однако не все они, к сожалению, безопасны с точки зрения защиты окружающей среды, охраны здоровья человека и живой природы в целом. Кроме того, полимерные материалы в отличие от металлов гораздо труднее поддаются или вообще не поддаются рециклингу (вторичной переработке). В результате развитие автомобильной индустрии вносит свой значительный вклад в обострение экологических проблем.

Передовые промышленно развитые страны в связи с этим приняли ряд законодательных актов, предусматривающих полный запрет или значительное ограничение в использовании наиболее экологически грязных материалов и технологий, а также по обязательной утилизации техники, выходящей из эксплуатации. Согласно требованиям ИСО 22628—2002, уже с 2006 г. автомобиль может быть утвержден к эксплуатации только, если не менее 85 % его массы подвергаемо полной утилизации; в т. ч. не менее 80 % материалов — рециклингу. С годами эта необходимая доля рециклируемых материалов на автомобиле будет лишь возрастать. В части пластмасс решению задачи служит обязательное выполнение маркировки всех изделий из них, согласно требованиям ИСО 11469 и ИСО 1043, что значительно облегчает процесс рециклинга.

Однако реальная жизнь показывает, что предприятия принятые законодательные акты часто выполняют неохотно, если они требуют вложения их собственных средств. Поэтому бóльшие результаты, по всей видимости, дадут чисто экономические меры: эффективные экологические налоги, серьезные штрафные санкции и т. п. по отношению к предприятиям, загрязняющим окружающую среду и изготовляющим экологически отсталую продукцию. И наоборот, предприятия с высокой экологической культурой производства, деятельность которых способствует решению экологических проблем (например, выпускающие и использующие рециклированные полимерные материалы), должны иметь экономические преференции.

Загрязняют окружающую среду не только производители полимерных материалов, но и сами предприятия автомобилестроения, применяющие эти материалы. Основная причина последнего состоит в том, что конструкторско-технологические службы автозаводов (и еще более — их управляющие бизнес-структуры) игнорируют экологическую сторону принимаемых решений.

В частности, специалисты выбирают полимерные материалы и технологии изготовления из них автокомпонентов, основываясь лишь на технико-экономических показателях, совсем не учитывая их экологическую безопасность. И здесь срабатывает не только принцип «после нас хоть потоп». Чаще проявляется просто недостаточная информированность руководи-

телей служб, сопричастных к принятию подобных технических решений. Поэтому попытаемся тут хотя бы коротко рассказать об экологических проблемах, возникающих при выборе полимерных материалов для автомобиля.

Начнем с того, что номенклатура полимерных материалов и их марочный ассортимент вообще непрерывно растет. Причем этот рост идет по довольно крутой параболе. Выбрать же среди них материал, соответствующий заданному техническому уровню и *который при этом отвечает современным экологическим нормам*, — иногда дело довольно сложное. Однако выбор можно упростить, если рассматривать эти материалы с трех основных экологических точек зрения.

Во-первых, полимерный материал в процессе его переработки в детали не должен существенно вредить здоровью работников предприятия и окружающей среде.

Во-вторых, полимерный материал для конкретных деталей не должен ухудшать экологический уровень самого автомобиля в целом.

В-третьих, полимерный материал в деталях должен быть пригоден к рециклингу, после которого получается полноценный вторичный материал.

Перечисленные правила, как видим, вполне очевидны и просты. Однако руководствуются ими еще далеко не все автозаводы и заводы, выпускающие автокомпоненты. Например, некоторые автомобилестроительные фирмы на своих легковых автомобилях с повышенным уровнем комфортабельности и травмобезопасности, т. е. на так называемых престижных моделях, до сих пор широко используют пенополиуретаны (ППУ). Из них изготовляют панель приборов или ее мягкую накладку, подушки и спинки сидений, облицовку рулевого колеса, подлокотники, бамперы и т. д. Однако в процессе эксплуатации ППУ неизбежно стареют, в замкнутом объеме салона автомобиля со временем начинают выделяться и накапливаться газообразные продукты, в том числе весьма вредные для здоровья человека. Кроме того, технология производства изделий из исходных для ППУ компонентов А и Б методом вспенивания сопряжена с выделением токсичных летучих продуктов. Особенно токсичен исходный компонент Б (ди- или полиизоцианат). Очень высокую опасность в свете более отдаленных последствий представляет собой и неизжитое еще полностью применение при подвспенивании фреонов, которые разрушают верхний озоновой слой земной атмосферы и использование которых запрещено известным Монреальским протоколом. Наконец, ППУ в изделиях не поддается рециклингу, так как он имеет «сшитую» структуру; изделия приходится сжигать, загрязняя атмосферу, или подвергать захоронению на полигонах. Между тем обеспечить повышенные комфортабельность и травмобезопасность автомобиля можно и с помощью подвспениваемых композиций термопластов и термопластичных эластомеров (которые уже сейчас стали широко использоваться при изготовлении мягкой мебели вместо ППУ). Острые экологические проблемы создают также и некоторые другие полимерные материалы.

Так, для изготовления автомобильных деталей иногда неоправданно используют полиацетали (полиформальдегиды). При недостаточной химической стабилизации или перегреве расплава полимера в термопластавтомате они выделяют формальдегид, вызывающий денатурацию белка (необратимый процесс для любого живого организма). Рециклинг полиацеталей из-за плохой термостабильности их расплавов и быстрого старения при эксплуатации чрезвычайно затруднен.

Для повышения пожаробезопасности деталей АТС, особенно изделий электрооборудования и электроники, в них все чаще применяют трудногорючие полимерные материалы. Сейчас это, как правило, термопластичные композиции, не содержащие в своем составе галогенов (брома), сурьмы, красного фосфора или других фосфорсодержащих антипиренов, и, следовательно, вполне экологически безопасные.

Многие детали подкапотного пространства и шасси новых АТС по-прежнему выполняются из резины, хотя рынок давно уже предлагает весьма эффективные ее заменители — термопластичные эластомеры (ТПЕ), которые не боятся попадания на них тормозной и охлаждающей жидкостей, воды, минеральных и синтетических масел, паров бензина. Они перерабатываются в изделия с высокой производительностью методами литья под давлением, экструзии и экструзии с раздувом; их переработка не сопровождается безвозвратными технологическими отходами. Важно и то, что изделия из ТПЕ способны к рециклингу. Ассортимент ТПЕ сейчас достаточно разнообразен.

В последнее время на грузовых автомобилях массовое применение получил термореактивный полимер — полидициклопентадиен (ПДЦПД). Из него получают крупногабаритные наружные кузовные детали. Сам по себе этот материал безопасен, но все дело в том, что он имеет трехмерную структуру и поэтому не подлежит вторичной переработке. Кроме того, изделия из него окрашивают не в массе, а наружно, что вызывает дополнительные экологические проблемы.

Практически то же самое можно сказать и о фенолформальдегидных или полиэфирстирольных препрегах (реактопластах), используемых еще иногда для изготовления ряда кузовных деталей, изделий автотракторного электрооборудования и автосветотехники. При переработке в детали из них выделяются фенольные соединения, формальдегид и стирол. Кроме того, они не поддаются рециклингу. Но альтернатива им есть, и самые лучшие варианты материалов в настоящее время — термопластичные полимерные композиции на основе полипропилена (ПП), полиамидов (ПА 6 и ПА 66), полибутилентерефталата (ПБТ) и полиэтилентерефталата (ПЭТ).

Иногда неудачный выбор реализуется по отношению не к самому материалу, а по отношению к сопутствующей его применению технологии. Ныне наиболее яркий пример в свете обсуждаемых проблем — наружное окрашивание эмалями пластмассовых кузовных деталей автомобиля: бамперов, крыльев, облицовок радиаторов, колпаков колес, наружных зеркал и других под цвет металлического кузова. Такая технология,

по сравнению с традиционной, т. е. с окраской полимерных материалов в массе, в экологическом плане — несколько шагов назад. Она, во-первых, снижает экологический уровень производства автомобиля в целом из-за дополнительной стадии подготовки поверхности пластмассовых изделий и последующей их наружной окраски; во-вторых, крупнотоннажные (сотни тыс. тонн в год) исходно ценные термопластичные композиции на основе полипропилена и блоксополимера пропилена с этиленом, полиамидов и ряда других термопластов становятся затруднительными для вторичного использования.

Знают ли специалисты автозаводов об этом? Думается, знают. Но такого рода экологически вредные решения, к сожалению, приходят к нам в основном из европейских стран и, как всегда, в таких случаях слепо у нас копируются. Хотя давно пора бы понять: автомобили европейских стран после выработки значительной части ресурса часто оседают в России и в других странах СНГ, а также в экологически отсталых странах других континентов. То есть зарубежные производители фактически снимают с себя заботу об экологически безопасном рециклинге своей продукции. Более того, они экспортируют такие экологически грязные технологии в те же страны, поскольку их в связи с большими экологическими налогами уже невозможно применять на месте.

Группы полимерных материалов	Экологический уровень, баллы
ПЭВП, ПЭНД, СЭВ	+ + + + +
ПП МН, ПП СШ, ПП СК, БСПЭ	+ + + + +
ПА 6, ПА 6 МН, ПА 6 СШ, ПА 6 —Э/УП	+ + + +
ПБТ, ПЭТ, ТРЕ (-V, -S, -E)	+ + + +
АБС, АБС/ПК, АБС/ПА 6, АСА, ПК	+ + +
ПА66, ПА66 МН, ПК/АБС, ПК/ПБТ	+ + +
ПП СВ, ПП СВ МН	+ +
ПА 6 СВ, ПА 6 СВ МН	+ +
ПА 66 СВ, ПА 66 СВ МН	+
ПБТ СВ, ПЭТ СВ	+
ПФЛ, ПФО, ТРЕ-U (ПЭУ)	—
ППУ	— —
ТП (с наружной окраской деталей)	— — —
ПДЦПД	— — — —
фторпласты	— — — — —
ПВХ, пластикат, резина, фенопласты	— — — — —

Примечание: ПЭВД и ПЭНД — полиэтилен высокого и низкого давления; ПП и БСПЭ — полипропилен и блоксополимер пропилена с этиленом; СЭВ — сополимер этилена с винилацетатом; СК — синтетический каучук (эластифицирующий компонент); ПА 6 и ПА 66 — полиамиды 6 и 66; ПБТ и ПЭТ — полибутилентерефталат и полиэтилентерефталат; АБС и АСА — тройные сополимеры акрилонитрила, стирола и каучука; ПК — поликарбонат; ПФЛ — полиформальдегид (полиацетали); ПФО — полидиметилфениленоксид; ПВХ — поливинилхлорид, ТП и ТПЕ — термопласты и термопластичные эластомеры, ТПЕ-V, -S, -E, -U — олефиновые (вулканизованные), стирольные, эфирные, уретановые ТПЕ; ПДЦПД — полидициклопентадиен (реактопласт); ППУ — пенополиуретаны; наполнители: МН — минеральный (тальк, слюда), СВ — стекловолокно, СШ — стеклошарики; модификации: Э — эластифицированный, УП — ударопрочный.

К сожалению, понимание данной проблемы в России приходит медленно. Но все же приходит. Например, можно привести такой российский факт. ГАЗ давно уже выпускает выполненные из минералонаполненного полиамида 6, окрашенного в массе в серебристый цвет, колпаки колес легковых автомобилей, а также из эластифицированного полипропилена, окрашенного в массе в светло-серый цвет, колпаки колес микроавтобусов и грузовиков. Наружные пластиковые детали тех же «ГАЗелей», «Соболей» и «Валдая» изготовляются из композиций полипропилена с окраской в массе и с необходимой в таких случаях усиленной защитой их от воздействия УФ-излучения.

Выбор полимерных материалов ранее затруднялся еще и тем, что отечественная химическая промышленность предлагала автозаводам и изготовителям комплектующих для АТС лишь очень ограниченную их номенклатуру, причем с экологической точки зрения — не лучшие из освоенных за рубежом. Но положение решительно изменилось. Вот уже более 15 лет в России работает «Группа «Полипластик», которая освоила выпуск таких сравнительно недорогих и отвечающих современным экологическим требованиям материалов, как «Армлен®» (на основе ПП и БСПЭ), «Армамид®» (на основе ПА 6), «Технамид® А» (на основе ПА 66), «Технотер®» (на основе ПБТ). Причем выпускает она их в довольно больших объемах. Ныне эти материалы весьма широко представлены в конструкциях деталей всех отечественных автомобилей. Их хорошо знают на флагманах российской автоиндустрии — ГАЗе, ВАЗе, УАЗе, КамАЗе, а также на заводах-производителях многочисленных автокомпонентов. На предприятии с самого начала должное внимание уделялось экологическому уровню осваиваемых полимерных материалов. Да и другие российские химические производства стали большее внимание уделять экологическим аспектам.

И это должны учитывать специалисты автозаводов в плане более экологически обоснованного выбора полимерных материалов. Чтобы облегчать данную работу, автор статьи, проанализировав применяемые в автопроме полимерные материалы вообще, оценил их экологический уровень по пятибалльной шкале (в плюс и в минус). То, что из этого получилось, представлено в таблице.

ВНИМАНИЕ!

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

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

УДК 621.785.5

Новый способ упрочнения направляющих телескопических гидроцилиндров

Канд. техн. наук А.А. ВЕСЕЛОВСКИЙ

Орский ГТИ

Рассмотрены вопросы повышения износостойкости направляющих телескопических гидроцилиндров из серого чугуна совместным термодиффузионным насыщением алюминием и ванадием.

Ключевые слова: диффузия, диффузионная металлизация, детали гидроцилиндров.

Veselovsky A.A.

NEW WAY OF HARDENING DIRECTING TELESCOPIC HYDROCYLINDERS

Questions of increase of wear resistance of directing telescopic hydrocylinders from grey pig-iron joint are diffusion considered by saturation by aluminium and vanadium.

Keywords: diffusion, diffusion metallization, details of hydrocylinders.

Любой сложный агрегат, выполняющий различный комплекс работ, обязательно оснащен силовыми гидроцилиндрами. Типичный тому пример — телескопические гидроцилиндры, предназначенные для опрокидывания кузовов самосвалов.

Критерием предельного их состояния в эксплуатации считается, согласно ГОСТ 16514—96, уменьшение КПД и увеличение объема выносимой жидкости, в 1,2 раза превышающего нормированное значение и не устраняемое заменой уплотнителей и опорных колец.

Таковы правила. Однако практика показывает, что применять их приходится, к сожалению, гораздо чаще, чем восстанавливать другие узлы самосвала: гидроцилиндры, как правило, выходят из строя через 10 тыс. циклов нагружения (двойных ходов). И виной всему — низкая износостойкость (ресурс) их направляющих. Отсюда — проблема увеличения этого показателя.

Ее решением, если судить по опыту и патентной литературе, занимаются многие. Но особых успехов пока нет. Например, направляющие *1*, *2*, *3*, *4*, *5* и *6* телескопического гидроцилиндра 55102-860310 (рис. 1), идущего на комплектацию самосвала КамАЗ-55102, изготовлены из серого чугуна СЧ 25 и работают они в условиях трения скольжения со смазкой.

Эти меры, направленные на повышение их ресурса, безусловно, грамотные: при трении со смазкой в паре со сталью серый чугун является хорошим фрикционным материалом (см. таблицу). Однако достигнутые при этом результаты (ресурс, равный 10 тыс. двойных ходов) потребителя уже не устраивают.

Учитывая сказанное, специалисты Орского ГТИ провели специальное исследование, цель которого — найти способ более радикального повышения износостойкости чугунных направляющих телескопических гидроцилиндров. И это удалось. Как оказалось, задачу можно решить путем создания на поверхности направляющих алюмованадированного покрытия, которое, по сути, представляет собой слой износостойкого ванадиевого чугуна. При этом толщина упрочненного слоя должна быть не меньше предельно допустимых выработок направляющих.

Такое решение основано на хорошо известных положениях теории.

Так, ванадий, выбранный в качестве упрочняющего элемента, — сильный карбидообразователь, причем его карбиды обладают высокой микротвердостью, следовательно, наличие ванадия в покрытии должно обеспечить высокую износостойкость чугунных направляющих. Содержание алюминия в шихте позволяет формировать в покрытии интерметаллиды с железом, которые обладают высокой коррозиестойкостью в ряде агрессивных технологических сред, что особенно важно при хранении «сухого» гидроцилиндра до ввода его в эксплуатацию [1]. (Наличие коррозионного схватывания может в последующем привести к разрушению покрытия.) Невысокая разность коэффициентов термического расширения чугуна, алюминия и ванадия обеспечивает формирование качественного слоя.

Микроструктура этого слоя приведена на рис. 2. Как видим, покрытие представляет собой карбид VC, для которого, как известно, характерна чрезвычайно высокая (37000—41500 МПа) микротвердость [2, 3]. И чем больше в карбиде углерода, тем она выше. В экспериментах же в карбидном покрытии количество углерода составляло от 42 до 46 %. Причем у поверхности его оказывалось больше, чем у границ с основой. Об этом говорит разделительная полоса, четко видимая на рисунке.

Из рисунка следует также, что под покрытием нет обезуглероженного слоя. А это — свидетельство хорошей адгезии упрочненного слоя к основе, что исключает возможное его продавливание в случае сильной боковой нагрузки на цилиндр и, особенно, при наличии в рабочей жидкости абразивных частиц, имеющих высокую твердость.

Для более конкретной оценки износостойкости алюмованадированного слоя в условиях сухого трения скольжения и со смазкой, загрязненной абразивными частицами (цементом) в количестве 5 % по объему, были приготовлены образцы из серого чугуна, на которых не был и был сформирован алюмованадированный слой толщиной 0,05-0,08 мм. Полученные результаты приведены на рис. 3, который подтверждает, что при нагрузке $P = 0{,}2$ МПа (2 кгс/см^2) износ L у исходного (не упрочненного) серого чугуна СЧ 25 во много раз выше, чем у алюмованадированного. Причем сравнение оказалось возможным только в первые ~3 ч испытаний на пути S трения ~3 км, а затем кривая чугуна без покрытия асимптотически стремится вверх.

Практически аналогичная картина получается и при испытаниях износостойкости образцов в условиях трения со

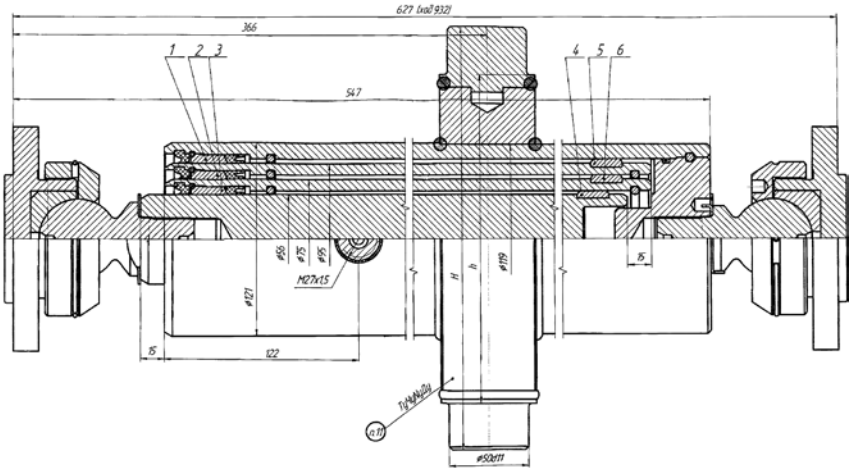

Рис. 1. Телескопический гидроцилиндр мод. 5102-8603010А

Пара трения	Коэффициент трения	Износ, мг	
		чугуна	стали
"Чугун-сталь"	0,030	0,95—1,15	1,35—1,62
"Сталь-сталь"	0,077	—	1,88

смазкой (рис. 4): при нагрузке на контактную пару, равной 0,2 МПа (2 кгс/см^2), износ исходного образца уже в начале эксперимента получается в 4 раза, а при нагрузке 0,3 МПа (3 кгс/см^2) — в 7,5—8 раз выше, чем у образца алюмованадированного, а дальнейшее сравнение становится невозможным, так как кривая износа исходного чугуна асимптотически стремится вверх.

Рассмотренное решение привлекает и тем, что его реализация не требует серьезного изменения технологии изготовления направляющих серийных гидроцилиндров. Для этого нужна лишь незначительно модернизированная муфельная печь СУ-ОЛ, в которую помещается порошковая смесь и обрабатываемые направляющие (рис. 5). При этом реакционная шихта должна состоять из феррованадия марки Фво50У03 (60 % масс.) и порошка алюминия (2 %). Активатором процесса служит хлористый аммоний, а инертным наполнителем — оксид алюминия. Реторта заполняется на 90—95 %, что обеспечивает возможность ее пересыпания в процессе вращения и создания равномерного по толщине слоя по поверхности. Температура процесса составляла 1263—1293 К (990—1020 °С), время *t* упрочнения — 5 ч.

Таким образом, можно сделать вывод, что даже в условиях сухого трения скольжения, т. е. масляного голодания, алюмованадированные направляющие из серого чугуна СЧ 25 позволяют завершить рабочий цикл без существенных последствий для них.

Рис. 2. Микроструктура алюмованадированного слоя (×300)

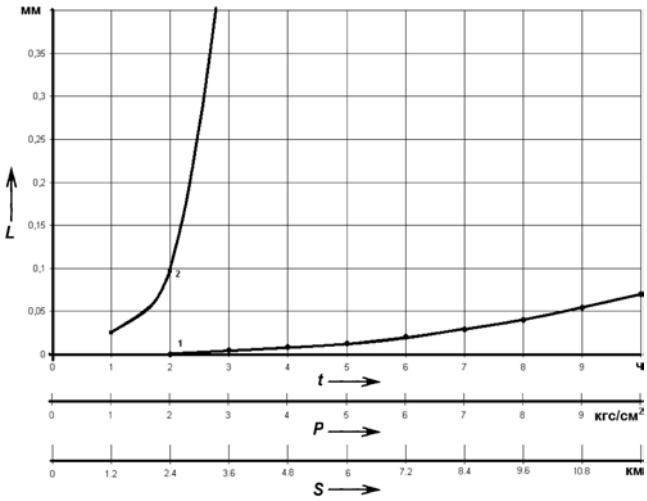

Рис. 3. Зависимость линейного износа от времени испытания, удельной нагрузки и пройденного пути трения при испытаниях в условиях сухого трения скольжения:

1 — алюмованадированный серый чугун СЧ 25; *2* — исходный серый чугун СЧ 25

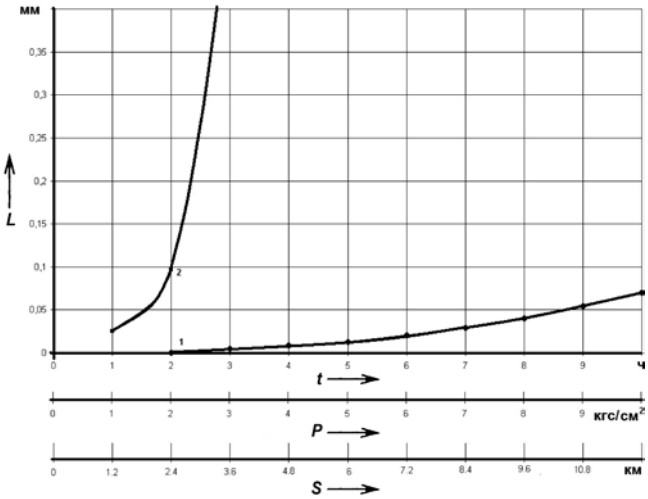

Рис. 4. Зависимость линейного износа от времени испытания, удельной нагрузки и пути трения со смазкой (масло И20), загрязненной абразивными частицами (цементом) в количестве 5 % по объему:

1 — упрочненный чугун СЧ 25; *2* — исходный чугун СЧ 25

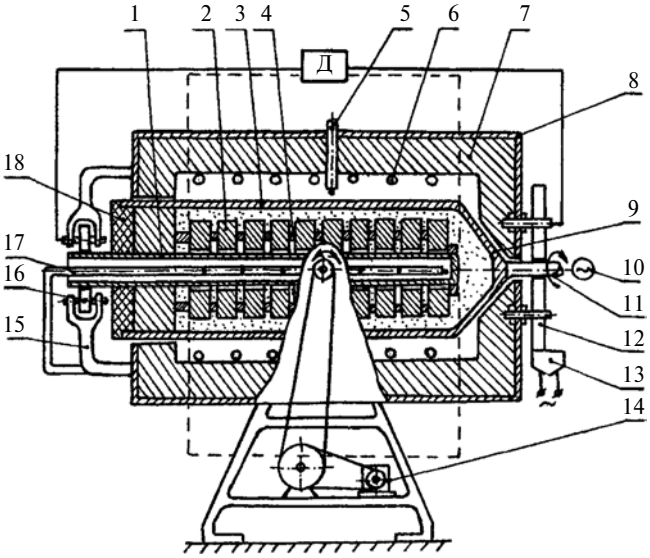

Рис. 5. Установка для термодиффузионного упрочнения:

1 — глуходонная гильза; *2* — упрочняемые детали (направляющие); *3* — реторта; *4* — разделительные вставки; *5* — датчик температуры; *6* — электронагреватель; *7* — цилиндрический муфель; *8* — камера сгорания; *9, 18* — передняя и задняя крышки; *10* — источник питания; *11* — вал; *12, 16* — катки; *13* — вибратор; *14* — механизм поворота; *15* — держатель; *17* — термопара; *Д* — датчик

И при работе на загрязненном абразивном масле износостойкость алюмованадиевых направляющих оказывается в несколько раз выше, чем при работе неупрочненных на чистом масле. Так что такое упрочнение — дело, безусловно, выгодное.

Литература

1. Картер В.И. Металлические противокоррозионные покрытия. Л.: Судостроение, 1980. — 168 с.
2. Потапов М.Г. Разработка нового состава износостойкого чугуна для отливок деталей насосов / Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук — М.: Магнитогорск, 2002.
3. Белый А.В., Карпенко Г.Д., Мышкин Н.К. Структура и методы формирования износостойких поверхностных слоев. М.: Машиностроение, 1997. — 208 с.

УДК 629.113.001

Причины погрешностей измерения силовых параметров автомобиля при его диагностировании на роликовых стендах

Д-р техн. наук А.И. ФЕДОТОВ, А.Н. ДОМОРОЗОВ

Иркутский ГТУ

Рассмотрены причины разброса измеренных значений и погрешностей измерения силовых параметров при диагностировании тормозной системы автомобилей в условиях эксплуатации на стендах с беговыми барабанами.

Ключевые слова: диагностика, тормозная сила, нагрузка на ось, погрешность.

Fedotov A.I., Domorozov A.N.

CAUSES OF ERRORS MEASURING POWER PARAMETERS IN THE TIME OF DIAGNOSIS AUTOMOBILE BY SPECIAL EQUIPMENT

There are causes of dispersion and errors measuring power parameters in the time of diagnosis automobile brake system by special equipment in the research.

Keywords: fault diagnostics, braking force, axle weight, error.

При диагностировании тормозных систем автомобилей в рамках ежегодного государственного технического осмотра все более широкое применение получают компьютеризированные стенды с беговыми барабанами. Полученные с их помощью результаты считаются окончательными и, как говорится, обсуждению не подлежат.

Однако многие владельцы АТС, которые заранее готовятся к такому осмотру, проводя своего рода репетицию в СТО, давно заметили, что данные, полученные на разных стендах, как правило, не совпадают.

И это, действительно, так. Хуже того, например, авторы работы [1], проведя специальное исследование, установили, что даже на одном том же стенде разбросы нагрузки на оси диагностируемого автомобиля при многократном торможении могут достигать уровня от минус 3,4 до плюс 5,4 %, тормозных сил — от минус 40 до плюс 26,9 %, а удельной тормозной силы — от минус 19,5 до плюс 6,6 %. Что значительно больше той относительной погрешности, которую допускает ГОСТ Р 51709—2001 при измерении массы транспортного средства: ±3 %, тормозной силы — ±3 %.

Чтобы выявить причины столь большого разброса измерений на роликовых стендах, авторы проанализировали методику измерения силовых параметров, которую применяют изготовители этих стендов. Причем выполнили данную работу с помощью компьютерного комплекса, позволяющего исследовать динамику изменения характеристик силовых параметров в процессе диагностирования тормозной системы. И вот что было установлено.

Согласно приведенной в руководствах по эксплуатации роликовых стендов методике [2, 3], диагностируемая ось взвешивается после ее въезда на роликовую установку и срабатывания левого и правого датчиков наличия автомобиля на стенде. Затем, спустя в среднем 5 с после срабатывания этих датчиков, компьютер фиксирует показания нагрузки на ось и в процессе измерения тормозных сил и расчета удельной тормозной силы считает ее постоянной. Что же касается ГОСТ Р 51709—2001, то он вообще не регламентирует методику измерения нагрузки на ось.

Таким образом, все, кто проводит технический осмотр, вынуждены руководствоваться ненормативным документом — заводской методикой. И это, к сожалению, приводит к ошибкам.

Дело в том, что, как показали выполненные авторами исследования, на измерительную систему стенда воздействуют (рис. 1) высокочастотные помехи, возникающие при его работе, и затухающие вынужденные колебания подрессоренной массы автомобиля на жесткостях подвески и эластичных шин, которые имеют место в процессе позиционирования колес оси между роликами. Первые из них дают погрешность измерения нагрузки на ось, достигающую 4 %; вторые вызывают разброс измеренных значений нагрузки на ось, а также погрешность ее измерения после 5 с с момента срабатывания датчиков наличия автомобиля, которая может составлять 8,3 %. Иначе говоря, суммарная погрешность измерения нагрузки на ось в самом неблагоприятном случае может быть равной 12,3 % и более, а в самом благоприятном — 4 %. Что и подтверждает рис. 2, гистограмма распределения 50 значений погрешности измерения нормальной нагрузки на ось: эти значения варьируются в пределах от 8,5 до 12,3 %.

После взвешивания диагностируемой оси мотор-редукторы приводят опорные ролики во вращение со скоростью 2 км/ч. Возникающие при торможении реактивные моменты передаются на датчики силы, которые вырабатывают электрические сигналы, пропорциональные тормозным силам F_X на каждой паре роликов. И здесь тоже есть погрешности измерения.

Так, в ходе исследования были получены (рис. 3) зависимости нагрузки $G_K(t)$ на ось и тормозной силы $F_X(t)$ от времени. Из них видно, что нагрузка (G_{K1}) на диагностируемую ось не остается постоянной, из чего исходит заводская методика, а изменяется. Потому что возникающие при торможении силы вызывают перекатывание колес диагностируемой оси на разгружающие ролики, вследствие чего происходит перераспределение массы автомобиля по осям и уменьшается действие нормальной нагрузки от диагностируемой оси на опорные ролики стенда. И так как $F_X(t) = f(G_{Ki(t)}, \varphi)$ то, следовательно, происходит опережающее блокирование колес диагностируемой оси, и мотор-редукторы отключаются. Соответственно не реализуются потенциальные сцепные, а соответственно и тормозные свойства автомобиля.

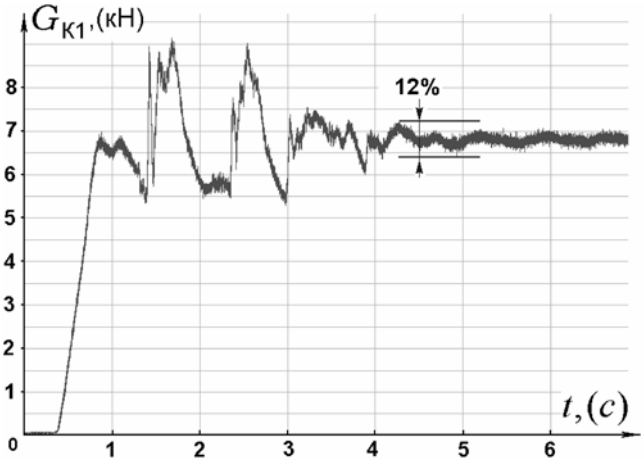

Рис. 1. Зависимость нагрузки на диагностируемую ось от времени

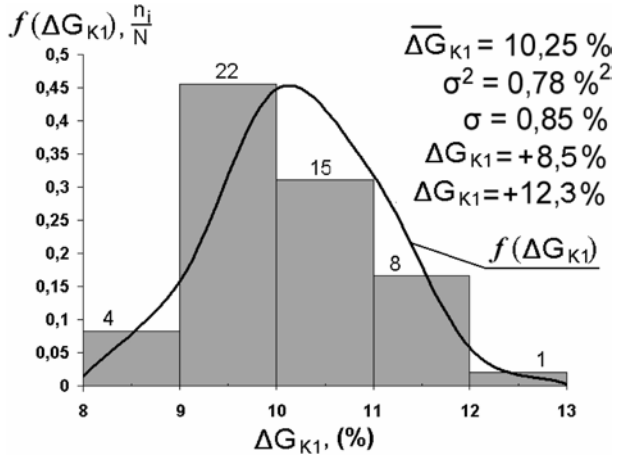

Рис. 2. Распределение погрешности измерения нагрузки на диагностируемую ось для 50 повторных взвешиваний одного и того же автомобиля на одном и том же стенде

Гистограмма распределения погрешности статически измеренной нагрузки на диагностируемую ось от действительного (динамического) ее значения на основании 50 измерений приведена на рис. 4. Она показывает, что действительное значение нагрузки на диагностируемую ось автомобиля в момент действия максимальной тормозной силы отличается от значения статически определенного и лежит в диапазоне от плюс 0,8 до минус 11,8 %.

Согласно требованиям ГОСТ Р 51709—2001, показатели удельной тормозной силы γ_K на колесах оси рассчитывают по тормозным силам, измеренным в момент автоматического отключения роликов стенда или в момент достижения предельно допустимого усилия на тормозной педали. Расчет ведется по формуле $\gamma_K = \frac{\Sigma F_{Xi}}{m_o \cdot g} = \frac{\Sigma F_{Xi}}{G_K}$ в которой ΣF_{Xi} — сумма тормозных сил на колесах диагностируемой оси; m_o — масса, приходящаяся на диагностируемую ось; g — ускорение свободного падения; G_K — вес диагностируемой оси.

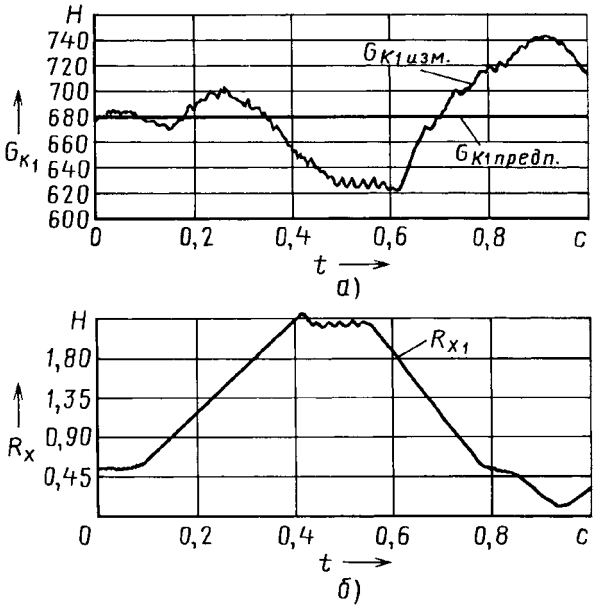

Рис. 3. Зависимости нормальной нагрузки (а) и тормозной силы правого колеса (б) на диагностируемой оси от времени

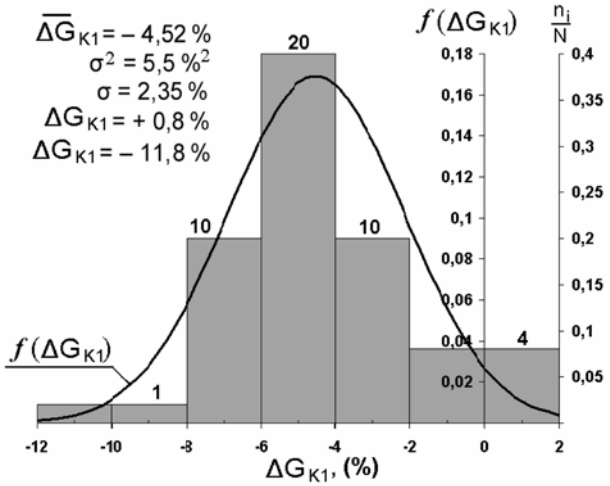

Рис. 4. Гистограмма распределения погрешности статически измеренной нагрузки на диагностируемую ось от ее действительной величины в момент времени, соответствующий максимальному значению тормозной силы того же автомобиля на том же стенде

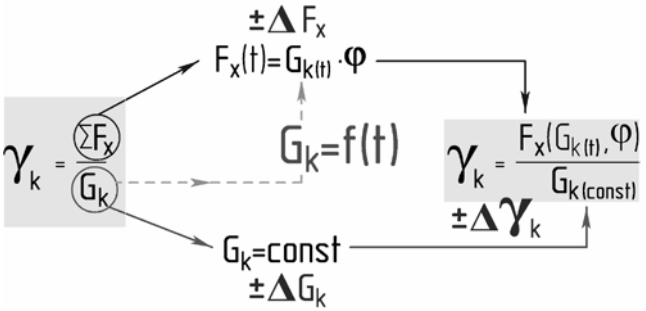

Рис. 5. Алгоритм определения удельной тормозной силы по заводской методике

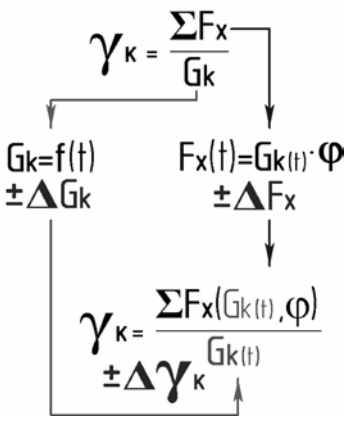

Рис. 6. Алгоритм определения удельной тормозной силы в динамическом режиме

Исходя из ГОСТа и заводских методик, авторы составили структурную схему (рис. 5) процесса определения удельной тормозной силы. Эта схема, как сказано выше, из-за некорректного измерения нормальной нагрузки на ось и неучета ее изменения в момент определения максимальной тормозной силы дает погрешность определения удельной тормозной силы в диапазоне от минус 21,5 до минус 7,2 %. То есть заводские технологии совершенно не отвечают требованиям ГОСТ Р 51709—2001 по точности измерений.

Можно ли исправить сложившееся положение? Да, можно. Для этого достаточно нормальную нагрузку на диагностируемую ось измерять по схеме, приведенной на рис. 6.

Эта схема представляет процесс торможения как динамический, сопровождаемый непрерывной регистрацией таких параметров, как нагрузка G_k на ось, тормозная сила F_x и одновременным их измерением. Тогда, если, например, в процессе торможения произошла разгрузка оси, то соответственно уменьшится и реализованная касательная реакция. И расчет удельной тормозной силы даст объективный результат, погрешность которого будет гарантированно соответствовать требованиям ГОСТ Р 51709—2001.

В частности, исследования показали, что погрешность определения удельной тормозной силы в динамическом режиме на практике лежит в пределах от минус 0,8 до плюс 1 %. То есть была во много раз меньше той, которую дает заводская технология. Значит, если ее применить, то технический осмотр приблизится к тому, чем он должен быть — объективной оценкой состояния тормозной системы автомобиля.

Литература

1. Бойко А.В. Совершенствование методов диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2008. 217 с.
2. Стенды тормозные малогабаритные «СТМ-3500 М», М 220.000.00.00. РЭ.
3. Руководство по эксплуатации СТС 10У.14.00.00.000 РЭ.

УДК 69.017

АБС и ресурс элементов тормозной системы

Д-р техн. наук А.А. РЕВИН, канд. техн. наук М.В. ПОЛУЭКТОВ, М.Г. РАДЧЕНКО

Волгоградский ГТУ

Антиблокировочные системы находят все более широкое применение в тормозном приводе современных АТС, поскольку они решают задачу автоматизации одного из наиболее опасных режимов движения автомобиля — экстренного торможения. Например, свыше 90 % АТС зарубежного производства оснащаются ими уже в базовой комплектации. Правда, на отечественных автомобилях АБС, к сожалению, пока считаются дополнительной опцией.

Причина столь высокого внимания к этим устройствам заключается в их положительном влиянии на безопасность дорожного движения, что подтверждается результатами испытаний и многолетним опытом эксплуатации. Именно поэтому законодательством большинства промышленно развитых стран предписывается их обязательное наличие на транспортных средствах ряда категорий — таких, как магистральные тягачи, междугородные автобусы и т. д. В качестве дополнительного аргумента в пользу применения АБС обычно приводят и снижение износа шин на 5—15 %.

Несмотря на многообразие конструкций АБС, вариантов исполнения их датчиков, модуляторов и других элементов, принцип их действия в основном одинаков. Он заключается в том, что система в процессе экстренного торможения автомобиля поддерживает его колеса в области оптимального их проскальзывания и тем самым обеспечивает максимально возможную в сложившихся условиях тормозную силу. В результате исключается юз колес, следовательно, курсовая устойчивость автомобиля не ухудшается, что достигается путем циклического изменения (модулирования) давления в тормозных механизмах по закону, заложенному в блок управления АБС. В соответствии с законом, частота модуляции давления зависит от конструктивных особенностей АБС и составляет от 2 до 25 Гц. Но в любом случае процесс носит колебательный характер. А это — более тяжелые, чем при отсутствии АБС, условия работы элементов тормозной системы, что в совокупности с усложнением конструкции за счет дополнительных элементов делает автоматизированную тормозную систему теоретически менее надежной. Иначе говоря, установка АБС в тормозной привод автомобиля, изначально для этого не предназначенный, может привести к негативным последствиям. Например, более интенсивному изменению параметров состояния элементов или даже отказу системы в целом. Причем последнее зачастую становится причиной ДТП. Дело в том, что практически 100 % тех, кто сидит за рулем автомобиля, оснащенного АБС, уверены: эта современная автоматизированная тормозная система гарантирует надежность торможения с любой скорости движения. В связи с чем стиль их вождения становится более резким, агрессивным, при котором доля экстренных торможений, как свидетельствует опыт, возрастает в 1,25—2 раза. И тогда любая неисправность тормозной системы может иметь очень тяжелые последствия.

Из сказанного напрашивается очевидный вывод: чтобы обеспечить высокий уровень надежности автоматизированных тормозных систем, необходимо: во-первых, провести комплексное исследование степени влияния рабочего процесса АБС на характеристики ее долговечности, безотказности и т. д.; во-вторых, пересмотреть нормативы по техническому обслуживанию таких систем.

Этот вывод и попытались реализовать специалисты ВолгГТУ, в качестве объекта исследования взяв тормозную систему легкового автомобиля ВАЗ.

На первом этапе исследования выполнили теоретический анализ условий работы тормозной системы, который подтвердил, что оснащение исследуемого автомобиля АБС в той или иной степени, но неизбежно изменяет характеристики работы практически всех элементов тормозного привода.

Затем просчитали такие связанные с надежностью косвенные характеристики, как путь трения, время работы на износ и т. д. Причем для расчетов выбрали, с позиции функционирования тормозной системы, три условных режима движения автомобиля — усредненный в городских условиях, предельно легкий и предельно тяжелый. Характеристики этих режимов получили при анализе нормативных документов, литературных источников и подтвердили в ходе дорожных экспериментов на магистралях Волгограда.

Анализ результатов расчета позволил выявить два наиболее «критичных» элемента тормозной системы: фрикционные пары «накладка тормозной колодки—тормозной диск (барабан)» и тормозные цилиндры. При этом для первых степень изменения показателей оказалась ниже, чем для вторых, однако они представляют несомненный интерес для изучения, так как обладают наименьшим во всей тормозной системе сроком службы. Тормозные же цилиндры на автомобилях с традиционной тормозной системой имеют весьма высокие показатели надежности и, в частности, ресурса. Так, если судить по данным СТО, то ресурс тормозных цилиндров задних колес автомобилей ВАЗ составляет порядка 110 тыс. км пробега; передних — немного меньше. Однако было выявлено, что функционирование АБС вызывает существенные изменения в их гидравлических характеристиках, вследствие чего изменяется не только интенсивность, но и вид изнашивания элементов. Вместе с тем в ходе аналитического исследования было установлено, что вычислить конкретные характеристики ресурса или определяющих его процессов (например, интенсивности изнашивания) расчетным путем затруднительно. Поэтому целью второго этапа исследований стало получение ресурсных характеристик тормозной системы с АБС экспериментальным путем, причем с учетом известных материальных и временных ограничений — в лабораторных условиях.

В качестве объекта изучения выбрали рабочие тормозные цилиндры задних колес автомобиля ВАЗ-2106. И исходили из следующего.

Известно, что у этих цилиндров, выработавших ресурс в реальных условиях эксплуатации на автомобилях, не оснащенных АБС, их работоспособность лимитируется, как правило, техническим состоянием резиновых уплотнительных манжет. Структурные же

параметры других элементов ухудшаются с гораздо меньшей интенсивностью. Поэтому и при разработке методики ресурсных испытаний тормозных цилиндров автомобиля с АБС и установки для их проведения в качестве основы сначала приняли методику испытаний уплотнительных элементов, изложенную в ОСТ 38.05.208—88. Однако почти сразу же выяснилось, что предусмотренные этим документом режимы испытаний ни по частоте колебаний, ни по их амплитуде не соответствуют экстренному торможению автомобиля с АБС. Вот почему авторам пришлось разработать специальную лабораторную установку, способную обеспечивать оригинальный режим нагружения (создается с помощью специального приспособления, имеющего возможность регулирования параметров по амплитуде, частоте и характеру).

Методика ресурсных испытаний такова.

Новые тормозные цилиндры подвергаются контролю технического состояния, после чего монтируются на установке, и нагружающее устройство обеспечивает модуляцию давления с параметрами, соответствующими реальному процессу при функционировании АБС. По достижении предельного состояния одного из элементов, которое определяется визуально (по течи тормозной жидкости) или по показаниям приборов, цилиндры демонтируются, а их элементы — измеряются.

В результате выполненных в соответствии с новой методикой серий экспериментов удалось установить следующее.

1. Колебательные процессы, протекающие в тормозных цилиндрах в ходе экстренного торможения автомобиля с АБС, существенно изменяют характеристики их работы, что, в конечном итоге, снижает ресурс манжет в среднем на 20 %. Следовательно, для обеспечения высокого уровня эксплуатационной надежности автоматизированной тормозной системы необходимо принятие конструктивных или эксплуатационных мер. Последние могут заключаться во внесении корректив в нормативы технического обслуживания (сокращение периодичности ТО) или в программы бортовых систем диагностирования.

2. При работе АБС манжеты тормозных цилиндров могут действовать как со смещением (при торможении на поверхностях с низкими сцепными свойствами), так и оставаясь в одном положении (при торможении на поверхностях с высоким коэффициентом сцепления). В последнем случае наблюдается преимущественное изменение упругих свойств манжет, проявляющееся в форме их набухания, что затрудняет диагностирование цилиндров традиционным способом, т. е. по подтеканию тормозной жидкости.

Можно предположить, что выявленные закономерности характерны и для других элементов гидравлического тормозного привода, в частности, для главного тормозного цилиндра. В связи с чем в настоящее время завершается модернизация установки для одновременного испытания не только рабочих, но и главного тормозного цилиндра. При этом нужно решить задачу учета не только характеристик автомобиля и самой АБС, но и водителя. Потому что только такие комплексные испытания позволят сделать окончательный вывод о коррекции нормативов технической эксплуатации автомобилей, оснащенных АБС.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Гниненко А.В. — Государственное регулирование как инструмент повышения конкурентоспособности российского автомобилестроения 1

Пашков В.И. — Автомобилестроение России в первом полугодии 2009 г. . . . 5

АСМ-факты 7

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Грушников В.А. — Мобильность колесных машин 9

Погуляев Ю.Д. — О концепциях подачи топлива в дизель 13

Кузнецов Е.В. — Результаты экспериментального исследования ТНВД с электронным управлением 15

Соковиков В.К. — Характеристики электрогидродинамического двигателя. . . 16

Лебедев С.А., Антипенко В.С. — Модульные источники тока для ВАТ 19

Марти А.Н., Горелова О.Г., Марти А.А. — Модельный ряд сидений водителя СВМ-68000 22

Читатель предлагает

Сливинский Е.В. — Модернизированный диафрагменный топливный насос карбюраторных ДВС 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Григорьев В.Н. — Оценки эффективности системы технического обеспечения АТП. 27

Данилов И.К., Данилов Ю.И. — Бесконтактный индикатор технического состояния дизелей. 31

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Лунин А.С. — Экологические аспекты выбора полимерных материалов для деталей автомобилей 32

Веселовский А.А. — Новый способ упрочнения направляющих телескопических гидроцилиндров. 35

Федотов А.И., Доморозов А.Н. — Причины погрешностей измерения силовых параметров автомобиля при его диагностировании на роликовых стендах . . . 37

Ревин А.А., Полуэктов М.В., Радченко М.Г. — АБС и ресурс элементов тормозной системы 39

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. С. Ковригин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), В. Б. Альгин (зам. председателя), А. Н. Егоров, Ан. М. Захарик, Г. М. Кухаренок, П. Л. Мариев, Ю. И. Николаев, И. С. Сазонов, С. В. Харитончик

Корректор Т.В. Пчелкина
Сдано в набор 04.08.2009. Подписано в печать 17.09.2009.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,15. Зак. 806.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО "Издательство Машиностроение"
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56
E-mail: avtoprom@mashin.ru, avtoprom@aport.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.