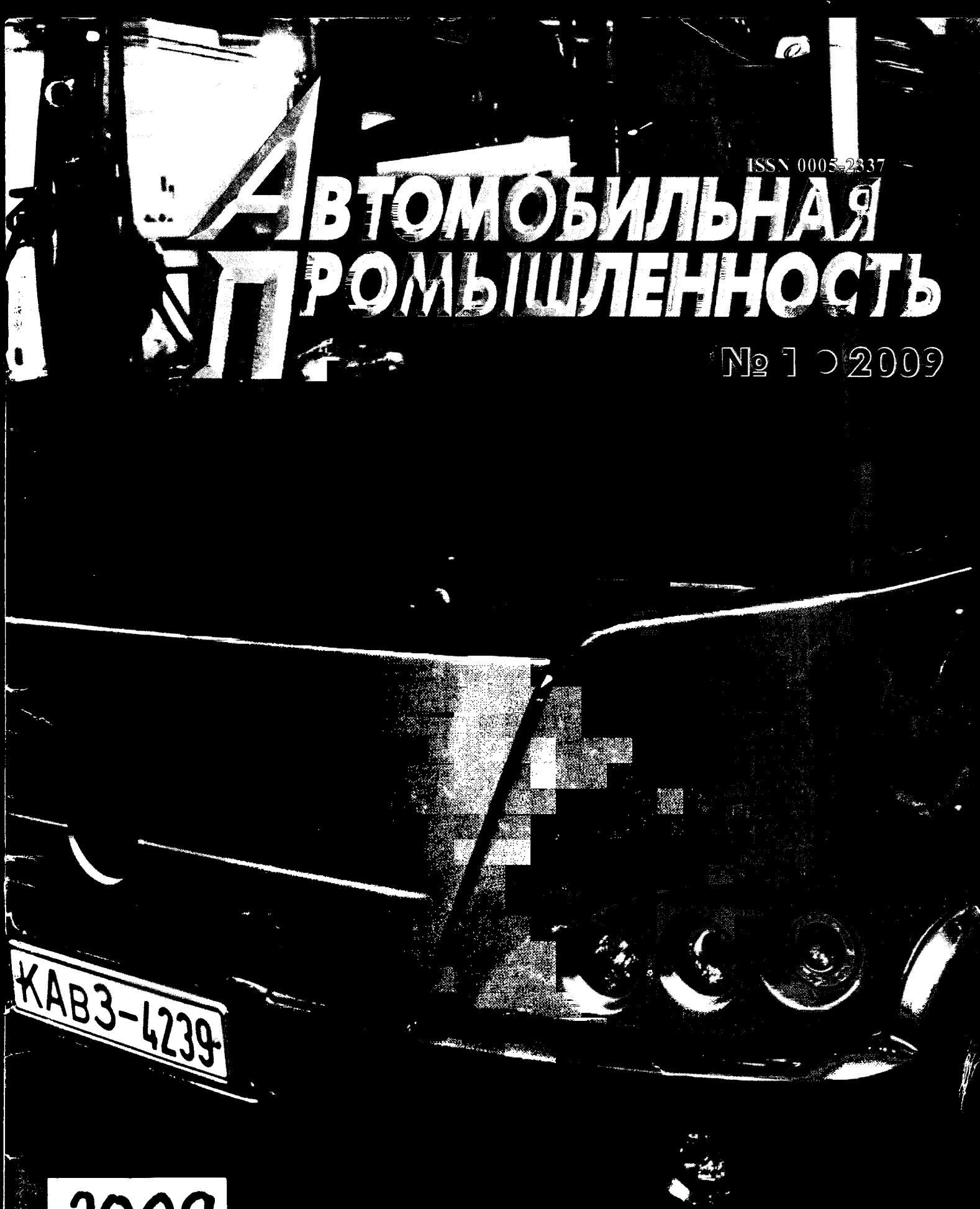
ISSN 0005-2337

Автомобильная промышленность

№ 1 ○ 2009



2009
1-6
Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

МЕЖДУНАРОДНЫЙ АВТОМЕХАНИЧЕСКИЙ САЛОН 2009

24 – 27 февраля 2009 г.

VI Международная специализированная выставка "АТиМ-2009"

"Автомобильные технологии, автокомпоненты, аксессуары, автосервис, АЗС, конструкционные и технологические материалы"

ОРГАНИЗАТОР: ОАО "АСМ-холдинг"

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:
НП "Объединение автопроизводителей России" (ОАР),
Национальной ассоциации производителей автокомпонентов (НАПАК),
Министерства промышленности и торговли РФ

ИНФОРМАЦИОННАЯ ПОДДЕРЖКА:

12Вольт · АвтоОпт · АвтоРеклама · АвтоСтандарт · Грузовик пресс · Транспортное обозрение · Автомобильная промышленность · Motor · Рынок АВТОзапчастей · Инструментальный мир

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ
Международный Выставочный Центр "Крокус Экспо"

КОНТАКТЫ
ОАО "АСМ-холдинг"
Департамент консалтинговой, выставочной и издательской деятельности
107996, Москва, К-31, ГСП-6, Кузнецкий мост, 21/5
Тел.: + 7 (495) 628 94 64, 625 51 79, 628 25 32
www.asm-holding.ru, cb@asm-holding.ru, gusev@asm-holding.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 1 • январь • 2009

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

МЕХАНИЗМ ПРОЕКТНОГО УПРАВЛЕНИЯ КАК СПОСОБ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЫСОКОГО ТЕМПА РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

А.З. САРКИСЯН

МГУПИ

Отечественная автомобильная промышленность уже многие годы находится в плачевном состоянии. Прежде всего из-за отсутствия конкурентоспособной продукции и послепродажного сервиса. В результате автозаводы сдаются под сборку зарубежных автомобилей. Причем, как правило, снимаемых там с производства. Типичный пример — автомобиль "Киа Спектра". Российские же автомобилестроительные предприятия имеют такую низкую рентабельность, что можно сказать: они просто выживают. Что же касается экспорта продукции автомобилестроения, то он практически отсутствует. Значит, и не играет существенной роли ни в доходах от продаж, ни в укреплении позиций на зарубежных рынках, которые ограничиваются в основном странами СНГ.

В связи с этим возникает вполне естественный вопрос: почему? Ответ на него дает анализ официальных статистических показателей, характеризующих состояние современного российского автомобилестроения и машиностроения в целом. А его результаты довольно любопытны.

Первое: ориентация наших производителей АТС на текущий платежеспособный спрос внутреннего рынка чаще всего не поддерживается государством. Второе: кооперация с ведущими зарубежными производителями по выпуску конечной продукции, как правило, только для внутреннего рынка. При этом технологический цикл значительно сокращается — за ним остаются сборка и покраска АТС. В результате создается разрыв как между технологическими переделами производства, так и между производством и инновационной сферой. А это вдвойне опасно, поскольку доля добавленной стоимости в произведенной продукции только уменьшается и, кроме того, создается иллюзия увеличения объема продукции и возрождения других отраслей.

Третье: существенное сокращение объемов выпускаемой продукции, которое сопровождается изменением ее структуры (снижение удельного веса военной техники, доли инвестиционного оборудования и т. д.), а точнее — ее примитивизацией.

Четвертое: усиление ремонтно-сервисного назначения машиностроения. Например, доля ремонта АТС и оборудования возросла за 1990-е годы, как свидетельствует статистика, вдвое. То есть сервис стал одной из форм выживания отрасли. Но такая ориентация резко снижает ее роль как проводника научно-технического прогресса.

Пятое: значительная дифференциация отрасли по конкурентоспособности предприятий и их продукции.

Шестое: низкая конкурентоспособность продукции отрасли на мировом рынке.

Седьмое: сложилась ситуация, при которой спрос внутреннего рынка на продукцию отрасли высок, но нет конкурентоспособного предложения от отечественных производителей.

Все перечисленное делает производство автомобилей непривлекательным для инвесторов. Отсюда и результаты. Например, в 2007 г. средний уровень рентабельности заводов, выпускающих легковые автомобили, по отношению к реализованным ими другим товарам, услугам и работам составил лишь 15 %. И если учесть, что рыночная стоимость кредитных средств в настоящее время равна 13—17 %, а инфляция — ~13 %, то ясно, что инвестор не будет работать себе в убыток.

И здесь нет никакого злого умысла. Низкая рентабельность автозаводов объясняется не только привычной для развитых западных стран рыночной агрессивностью, но и избыточностью наших производственных фондов. Дело в том, что построенные во времена СССР автозаводы рассчитаны на большие объемы про-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

изводства, а теперь они загружены лишь на 20—30 %, (например, КамАЗ). И за фонды, в соответствии с законодательством, нужно платить (налоги).

Конечно, руководители страны прекрасно понимают это. В связи с чем в последние годы государственная промышленная политика начала переходить на принципиально новые позиции — разработку стратегических и структурных преобразований как отдельных отраслей, так и всего машиностроительного комплекса.

Однако эта задача — весьма сложная. Достаточно сказать, что для выхода на мировой уровень нам необходимы темпы роста инвестиций не ниже 10 % в год.

Но, чтобы выйти на такие темпы и перейти на инновационный путь развития, придется решить ряд проблем. И прежде всего — проблему неудовлетворительного состояния активной части основных фондов, т. е. парка технологического оборудования, который физически и морально устарел.

Теперь о некоторых более конкретных вопросах.

Рост инвестиций в производство автомобилей по отношению к общим инвестициям составляет лишь 2,4 %, что совершенно не соответствует значимости отрасли в экономике страны. Собственные же вложения предприятий — ~75 % общего объема инвестиций. И этого совсем недостаточно. В развитых странах Запада соотношение обратное — 70—80 % инвестиций относятся обычно к средствам заемным или привлеченным. Другими словами, взаимодействие финансово-кредитных организаций с реальным сектором экономики там давно сложилось. У нас же оно находится в зачаточном, так сказать, состоянии. Поэтому ожидать каких-либо прорывов в данной области вряд ли следует. Тем более что прямая государственная поддержка автомобилестроения (финансирование и субсидирование за счет бюджетных средств) на сегодня ограничивается лишь отдельными проектами. Да и то только хозяйствующих субъектов, имеющих стратегическое значение (например, ВАЗу).

Хотя, конечно, руководство страны признает необходимость развития машиностроительного комплекса как основы экономического благосостояния. И что-то делает. Так, при его поддержке в 2006 г. был создан Союз машиностроителей России. Но он, по мнению специалистов, вряд ли решит проблему привлечения реальных инвестиций.

Хотя, конечно, будет небесполезен. Так, он уже сумел выработать какие-то ориентиры. В частности, предложил механизм проектного финансирования, который представляет собой форму финансирования рассчитанного на самоокупаемость проекта. При этом проектом может признаваться как вновь созданное производство (организация), так и новые или модернизированные производственные фонды уже действующих хозяйствующих субъектов.

Такое решение, государственная поддержка проектного финансирования, — не новшество. Уже три года, например, существует национальная программа поддержки АПК, согласно которой государство субсидирует проценты по заемным средствам, выданным коммерческими банками, в размере ставки рефинансирования ЦБ РФ. То есть хотя государственные субсидии и являются возвратными с помощью фискальных инструментов (налогообложения), но правительство, субсидируя процентную ставку по заемным средствам в размере ставки рефинансирования ЦБ, все-таки инвестирует в проект средства, которые можно назвать условными инвестициями и которые обязательно окупятся и принесут прибыль в бюджет.

К сказанному — несколько деталей.

До тех пор, пока проект не выйдет на период окупаемости (получение чистой прибыли), производитель освобождается от налога на прибыль. А если учитывать доход от проектов на обособленных кодах бюджетной классификации (КБК), что бюджетный кодекс позволяет, то образуется своеобразный фонд проектного финансирования развития отечественного машиностроительного комплекса, где можно вести мониторинг результатов вложений условных инвестиций.

Картина, как видим, получается довольно привлекательная. Если не учитывать того, что субсидии должны быть обеспечены имущественным активом заемщика средств на проектное финансирование. А при неисполнении обязательств по возврату заемных средств банку будут приняты меры по возврату предоставленных государственных субсидий с учетом пени на срок недобросовестного использования заемных средств.

Комментарии здесь, думается, не нужны. Одно лишь замечание: оценку самого проекта, его окупаемости, обеспечения и т. д. следует возложить на кредиторов, т. е. на коммерческие банки, которые руководствуются действующим законодательством в отношении выдачи кредитов и займов. Таким образом будет исключен риск потерь бюджетных средств при вложении в неудачный проект, и государственная экономическая выгода в краткосрочном и долгосрочном периодах очевидна. (Заметим, что в настоящее время налог на прибыль равен 24 %, ставка рефинансирования ЦБ — 11 %, средняя рентабельность организаций машиностроительного комплекса, по данным официальной статистики на 2007 г., — 22 %, процентная ставка долгосрочных кредитов — 13—16 %, а инфляция — 11 %. Поэтому величину инфляции следует признать ставкой дисконтирования.)

Если проект выйдет на уровень доходности по чистой прибыли в течение двух лет (абсолютно реальные сроки для начала производства и окупаемости первоначальных операционных затрат), то чистый доход (после дисконтирования) вложенных бюджетных средств составит ~4,29 % на четвертый год его реализации. И такую доходность дисконтированных инвестиций можно признать довольно привлекательной, но — не самой рентабельной с точки зрения частных инвесторов. Однако автомобилестроение — стратегически важная с точки зрения макроэкономического развития страны отрасль. И государство такой факт должно учитывать. Но, к сожалению, на деле учитывает слабо. Поэтому в настоящее время зарубежные фирмы фактически вытеснили российские автозаводы с внутреннего рынка. То есть из-за нерасторопности государства идет процесс уменьшения национального богатства на стоимость реализуемой прибыли, полученной зарубежными фирмами, в том числе СП, за вычетом уплаченных налогов. Если же рынок будет обеспечиваться отечественными производителями, то произойдет лишь пе-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

перераспределение национального богатства. Другими словами, прибыль будет перераспределяться между национальными сегментами рынка. А если отечественные автозаводы, кроме того, выйдут на международные рынки, то национальное богатство будет наращиваться на разницу, как рассмотрено выше, между полученной прибылью и уплаченным налогом.

Государственное субсидирование проектного финансирования организаций, занятых в машиностроительном комплексе, должно распространяться, по мнению автора, только на отечественных производителей — предприятия и организации, уставный капитал которых создан российскими резидентами. При этом ни коим образом нельзя исключать участие иностранных инвесторов в национальной экономике и допускать применение каких-то защитных барьеров на вход иностранных производителей на наш внутренний рынок. Наоборот, речь идет лишь о взаимоотношениях тех и других по всем проблемам, как говорится, на равных. В частности, с точки зрения технической оснащенности предприятия, производительной мощности, "ноу-хау" и т. д. Одним словом, конкурентоспособности. И это не прихоть: именно высококонкурентный рынок всегда представляет собой первопричину ускорения темпов экономического роста.

Таким образом, с помощью механизма проектного управления можно повысить темпы роста машиностроительного комплекса и всех смежных с ним отраслей, решить ряд социально-экономических вопросов (в частности, проблемы трудоустройства и безработицы). Относительно же макроэкономического эффекта следует отметить возможность ускорения темпов прироста национального богатства. Но при всем этом имеются и негативные факторы: при снижении безработицы и распределении прибыли между потребителями денежная масса неизбежно возрастет, соответственно увеличится инфляция, хотя ее можно сдерживать с помощью изменения фискальной политики. Но это уже отдельная тема.

УДК 629.114.4.339.187

Интернет-исследование внешней среды дилера грузовых АТС

С.В. КУЛИКОВА

МЭСИ

Анализ существующих методов и средств исследования рынка грузовых автомобилей доказал: в условиях современной рыночной экономики необходимо проводить интернет-исследования и вести мониторинг всех доступных информационных источников, т. е. целенаправленно управлять информационными ресурсами. Однако многие российские дилерские фирмы относятся к этой проблеме как к второстепенной. И в результате теряют возможность повышения конкурентоспособности и объемов продаж. Спрашивается: почему?

Ответ на этот вопрос очевиден: их руководство слабо разбирается в вопросах, связанных с внешней для них средой, рынком грузовых автомобилей. Между тем эта среда довольно сложная. Она представляет собой несколько систем — политическую, экономическую, социальную, технологическую, ресурсную. И каждая из перечисленных систем неизбежно выдает во внешнюю среду соответствующую информацию, которую нужно не только воспринимать, но и исследовать. И здесь есть широкие возможности. Наиболее доступная из них — интернет-исследование. Потому что это — "кабинетный" вариант исследования, при котором за основу берется фактически вторичная информация, находящаяся в деловых ресурсах Интернета. Тем не менее она позволяет повысить быстроту и эффективность принятия управленческих решений автодилером, своевременно и адекватно реагировать на изменения внешней среды. И рассматриваемая ниже методика, на взгляд автора, решает данную проблему. Потому что позволяет определить потребный потенциал российских дилеров, продающих грузовые АТС. В частности, оценить рынок этих АТС в целом; определить экономические, технологические и политические факторы, влияющие на развитие данного рынка, а также состояние российского рынка грузовых автоперевозок; установить потребности перевозчиков в грузовых АТС, производственный потенциал российской автомобильной промышленности и ее влияние на развитие рассматриваемого рынка; выявить соотношение импорта и экспорта грузовых автомобилей; проанализировать деятельность отечественных и западных производителей на рынке; понять коммерческую практику рынка и наметить пути перспективного развития.

Интернет-исследование внешней среды, согласно предлагаемой методике, включает шесть этапов: выявление и анализ информационных ресурсов, анализ основных проблем транспортной отрасли и автомобильных грузоперевозок, российского рынка грузовых АТС и их производства в нашей стране, исследование деятельности основных фирм отрасли и изучение структуры спроса на рынке таких транспортных средств.

По результатам выполнения перечисленных этапов формируются предложения по совершенствованию управления и корректируется стратегический план фирмы.

Как видим, алгоритм обычный. Однако у него есть одна очень важная особенность. Она состоит в том, что мониторинг информационных ресурсов с целью выявления наиболее полных и актуальных их источников должен быть ежеквартальным.

Таковы общие соображения. Чтобы их конкретизировать, рассмотрим каждый из перечисленных выше этапов.

Итак, первый этап — выявление информационных ресурсов, необходимых для исследования рынка грузовых АТС. Его предлагается выполнять, используя информацию пяти источников: государственных структур (министерств, комитетов, комиссий и др.); информационно-аналитических агентств; периодических электронных и печатных изданий; баз данных, каталогов и справочников; прочих информационных ресурсов Ин-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

тернета. Для этого информационный менеджер должен вести базу информационных источников, в которой указываются следующие данные о сервере: наименование организации, которой принадлежит сервер; тематическая направленность сервера и какая информация на нем доступна; виды информационной продукции фирмы; цены и доступ к информации; критерии оценки сервера. Причем критерии оценки он определяет самостоятельно. Например, серверы можно оценивать, используя два критерия — полноту информации и стоимость информационных продуктов. Но, в принципе, могут быть и любые другие критерии. Все зависит от информационных потребностей фирмы.

Теперь об источниках информации более конкретно.

Государственные структуры предоставляют пользователю два вида информации — правовую и о состоянии автомобильного рынка в целом. Но она, как правило, носит слишком общий характер. Тем не менее помогает определить ситуацию на рынке и направления развития автотранспортной отрасли. Но, к сожалению, не позволяет получить представление о структуре и динамике рынка. Исключение — Росстат: помимо доступа к бесплатной открытой статистической информации он предоставляет возможность купить периодические издания, статистические сборники и бюллетени (например, статистический сборник "Транспорт в России"). Но недооценивать информацию государственных структур нельзя: государственная политика является одним из существенных факторов, влияющих на развитие автотранспортной отрасли. Поэтому ее необходимо отслеживать на сайтах органов власти. Прежде всего — сайтах Министерства экономического развития, Федерального дорожного агентства, Министерства промышленности и торговли, Министерства транспорта, Федеральной таможенной службы и, безусловно, Федеральной службы государственной статистики.

Очень важный (можно даже сказать, основной) производитель информационных продуктов — информационно-аналитические агентства: они предоставляют информацию о состоянии отрасли и рынка, результаты маркетинговых исследований и профессиональные базы данных; могут также давать информацию с собственной оценкой финансового состояния конкретной фирмы, что очень важно при установлении партнерских отношений. Кстати, информацию, опубликованную на сайтах таких агентств, использовала автор статьи для исследования состояния российского рынка грузовых автоперевозок, автомобильной промышленности, импорта и экспорта грузовых автомобилей.

Так, довольно полную информацию о российском рынке и структуре спроса на грузовые автомобили (большей частью в профессиональных базах, каталогах и справочниках) дает агентство "РосБизнесКонсалтинг", а среди специализированных организаций наибольший интерес представляет аналитическое агентство "Автомобильная статистика", клиентами которого уже стали многие фирмы. Эти агентства предлагают наработки и труды также и в области статистики и аналитики автомобильного рынка России: готовые результаты исследований они дают в виде отчетов и справочников. Например, справочное издание "Автомобильный рынок России" выходит один раз в год (в конце апреля). В нем подводятся итоги развития российского рынка за предыдущий год в сравнении с прошлыми периодами, даются различные оценки, в том числе финансовые, а также выстраиваются прогнозы дальнейшего развития рынка. Справочник включает в себя три раздела: производство, продажи и парк автомобильной техники в России. Маркетинговые отчеты выходят ежемесячно, в них анализируются отдельные сегменты автомобильного рынка. Причем диапазон информации постоянно расширяется.

Особая ситуация складывается с электронными СМИ. Большой выбор и постоянное появление новых электронных газет и журналов, освещающих тематику автомобильного рынка, позволяют сократить число изучаемых печатных периодических изданий. Дело в том, что электронные СМИ предоставляют возможность частичного доступа к публикациям в таких изданиях. Кроме того, пользователь может изучить содержание архивов, скажем, номеров журналов и приобрести их электронную версию. Наконец, появились специализированные периодические электронные издания, содержащие весьма полезные для исследования информационные и аналитические материалы. Хотя нельзя не отметить, что в большинстве из них попрежнему публикуются только новости, отчеты о тест-драйвах и обзоры моделей легковых автомобилей. Информация же о рынке грузовых АТС встречается значительно реже и требует систематизации. К таким ресурсам можно отнести сайт газеты "КоммерсантЪ", интернет-газету "Экономика", автомобильное приложение "Авто.Утро.ru", электронное периодическое издание "Транспортный сервер Москвы", автомобильное приложение интернет-газеты "Лента.Ру", а также сайты некоторых автомобильных журналов.

Однако если говорить в целом, то, несмотря на то, что электронные печатные издания предоставляют данные о предметной области, их нельзя использовать в качестве основного информационного источника. Также нет необходимости оформлять годовую подписку на какие-либо новые печатные издания. Достаточно лишь отслеживать их появление и проводить мониторинг, выбирая только те номера и статьи, которые интересны для фирмы на конкретном этапе.

Сегодня невозможно представить исследование внешней среды без использования профессиональных баз данных агентств деловой информации, консалтинговых агентств и прочих поставщиков информационных товаров и услуг. Несмотря на то, что информация из таких баз предоставляется на коммерческой основе, спрос на нее постоянно растет. Это, прежде всего, справки — бизнес-справки, кредитно-аналитические, платежно-аналитические, а также бюллетени и информационные обзоры. Потому что с их помощью можно подробно проанализировать конкурентную среду, положение потенциального партнера и факторы рисков. Причем важны данные не только отечественных, но и зарубежных агентств. Во-первых, из-за того, что на российском рынке представлено много иностранных "игроков" и информация об их деятельности не может не интересовать отечественных партнеров и конкурентов.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Во-вторых, для отечественного предприятия, планирующего выход на международный рынок, такая информация — наиболее ценная. В-третьих, в профессиональных базах международных агентств содержится информация (причем, как правило, достаточно точная) и о российских предприятиях.

Использование отечественных и зарубежных профессиональных баз специалистами фирм позволяет удовлетворить три—четыре информационные потребности: оценить рынок грузовых автомобилей в целом, тенденции развития импорта и экспорта, а также деятельность отечественных и западных производителей на рынках.

К прочим информационным ресурсам Интернета автор относит информационно-аналитические порталы и специализированные сайты, посвященные рынку грузовых автомобилей. Помимо актуальной информации на них могут быть приведены цены, технические обзоры, фотогалереи и тест-драйвы, правовая и справочная информация. В этом сегменте наиболее полным источником аналитической информации является сайт Ассоциации международных автомобильных перевозчиков. Помещаемые на нем интернет-проекты, позиционируемые как специализированные или тематические, дают справочную, правовую информацию и новостные ленты.

Но такие ресурсы, как уже упоминалось, при исследовании рынка могут служить лишь дополнительным источником информации. Однако они помогают специалистам быть в курсе последних событий автомобильного мира.

Иллюстрированные каталоги автомобилей с подробными техническими характеристиками, текстовые и графические базы данных, комментарии представителей ведущих фирм-автопроизводителей, размещенные на подобных сайтах, разумеется, используются любой фирмой, занятой в сфере автобизнеса. Но при мониторинге предпочтение необходимо все-таки отдавать не им, а независимым информационным ресурсам.

Изучение деятельности основных фирм отрасли является неотъемлемой частью исследования любого рынка. Подробный анализ и оценка результатов работы производителей, продукция которых представлена на российском рынке, помогает оценить перспективы сотрудничества, тенденции отечественного автомобилестроения. На корпоративных сайтах вывешивается вся необходимая информация и документация для деловых партнеров.

Анализ, выполненный автором, показывает: в условиях современной сетевой экономики ресурсы Интернета могут полностью удовлетворить информационные потребности дилера, продающего грузовые АТС. Это действительно делает доступным проведение кабинетных Интернет-исследований по рассмотренной выше методике.

Слабого — добей?

Еще в мае 2008 г. в выступлениях высокопоставленных российских чиновников и средств массовой информации появилась идея ограничить сроки использования автотранспортных средств и предусмотреть механизм для "изъятия" устаревшей автомототехники. Целью этих мер названы поддержка отечественного автомобилестроения и омоложение автомобильного парка страны.

Действительно, на первый взгляд логика здесь проста: если потребителю запретят использование АТС дольше некоторого периода, то по прошествии этого времени он будет вынужден приобрести новое транспортное средство, а старые будет обязан утилизировать, не нанося вреда окружающей среде. То есть спрос на автомобили казалось бы должен возрасти. Но так ли это на самом деле? Действительно ли предлагаемые меры дадут положительный результат?

Существует по крайней мере три "противопоказания" таким решениям: социальное, культурное и экономическое.

Социальный аспект. Против чего направлены данные меры? Против устаревшей автомобильной техники. А против кого? В первую очередь против потребителей, приобретающих и имеющих эти самые "неновые" автомобили (независимо от страны происхождения) в силу ограниченных финансовых возможностей. Это и представители мелкого бизнеса с небольшим товаро- и грузооборотом, и "извозчики-нелегалы", выжимающие из своих "чадящих рыдванов" последние силы, зарабатывая на жизнь, и пенсионеры, совершающие редкие поездки на дачу, и просто горожане, вынужденные пользоваться автомобилями не ежедневно, а лишь по необходимости, и сельские жители, законсервировавшие свои "Запорожцы" до лучших времен еще в 1990-х годах. То есть в большинстве своем люди довольно таки небогатые. Смогут ли они пересесть на новую технику? Ясно, что очень немногие, а значит, существенного дополнительного спроса на новые автомобили эта категория не даст. Между тем качество жизни граждан ощутимо пострадает, ибо они будут лишены последней возможности к самостоятельному передвижению либо ведению бизнеса. (Что же касается "чадящих рыдванов", то их появление на дорогах совершенно очевидно лежит на совести ГИБДД.)

Культурный аспект. Автомобиль — не только средство передвижения но и предмет технической культуры. Тысячи людей не просто ездят на них, а по-настоящему увлечены техникой и ее историей, участвуют в различных фестивалях, соревнованиях, объединены в клубы. Автомобили у таких владельцев, невзирая на возраст, содержатся как минимум в исправном, а зачастую и в "музейном" состоянии, приковывая взгляды уже миллионов людей, воспитывая у них эстетический вкус, уважение к технике уходящих поколений и самим людям, ее создавшим, к истории своей Родины, наконец. Иллюстрацией может служить, например, выставка "Олдтаймер Галерея Ильи Сорокина". В частности, на осенней "Галерее" посетителям были представлены некоторые восстановленные буквально из пепла автомобили, считавшиеся давно утраченными. В частности, к таковым относится пикап ГАЗ-415, обнаруженный в одной из глухих деревень Воронежской области. Но помимо антикварных автомобилей здесь нашлось место, например, коллекции советских игровых автоматов, а одним из самых важных событий выставки стала акция "Крушение памяти" — протест против бездумного и циничного разрушения одного из первых образцов самолета Ту-154 нынешней администрацией ВВЦ (бывшей ВДНХ). Что, как видим, далеко выходит за рамки культуры автомобильной.

Очень важно, что пока ретродвижение в России — явление если и не массовое, то по крайней мере демократичное. Его невозможно заменить десятком статичных частных музеев и коллекций, экспонаты которых будут существовать как недвижимая культурная ценность.

А что нам даст в этом плане запретительная политика в отношении "устаревших" автомобилей? Будет принудительно сдан в металлолом огромный пласт технической культуры, а вместо воспитательного эффекта мы получим всплеск подросткового вандализма во дворах, где начнут крушить и поджигать все эти "пережитки прошлого". И, разумеется, найти для какого-нибудь музея, например пикап "Москвич-2335" лет через пять будет уже совсем нереально.

Наконец аспект экономический. Очевидно, что в случае законодательного ограничения сроков эксплуатации подержанные автомобили станут практически неликвидными. Причем в большей степени это коснется именно отечественной продукции. А раз так, смысла в покупке нового отечественного автомобиля останется еще меньше. То есть спрос на продукцию российских автозаводов не возрастет, а, напротив, снизится: выгоднее будет приобрести высококачественную технику зарубежного производства и более интенсивно ее эксплуатировать. Сузится и круг самих потребителей, так как из него уйдут все те, кто расходует ресурс техники медленно (см. социальный аспект).

Как же нам стимулировать обновление парка АТС?

Во-первых, следует учесть, что сам показатель "среднего возраста" совершенно не отражает действительности. Ведь при существующей системе учета в базе данных числится огромное количество "мертвых душ" — давно утилизированных или разобранных на запасные части автомобилей, не снятых с учета, а кроме того, велика доля автомобилей, не выезжающих на дороги совсем или выезжающих редко. Если их принудительно списать, то парк резко "помолодеет", но практически на дорогах не изменится ничего. Нужен нам такой формальный подход? Думается, нет.

Во-вторых, стимулы для обновления парка давно существуют. Они заложены самой человеческой природой: каждый из нас стремится обеспечить себе максимум удобства и комфорта, пользоваться техникой, требующей меньших усилий и дающей больше возможностей. В определенном смысле это касается и предприятий, которым гораздо "интереснее" эксплуатировать новую технику, чем тратить силы и средства на латание старой. Очевидно, что для обновления парка потребителю необходимы два условия: предложение новой техники более высокого качественного уровня, чем уже имеющаяся, и наличие средств для ее покупки (то есть возможность их заработать). И заинтересованное в таком обновлении государство в силах способствовать реализации этих условий (с помощью налоговых и других льгот производителям и потребителям АТС). Предлагаемые же меры запретительного характера, как видим, нанесут немалый социальный и культурный ущерб и, более того, могут вместо стимулирования спроса на отечественную продукцию окончательно добить российское автомобилестроение.

Р.К. Москвин

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 621.432

Преобразование давления в надпоршневом пространстве как способ повышения мощности ДВС

Кандидаты техн. наук А.Г. СЕМЕНОВ и В.И. ЯУГОНЕН

Санкт-Петербургский ГПУ

На поршень ДВС в период рабочего хода воздействует в основном статическое давление продуктов сгорания топливовоздушной смеси, и применение двухкамерной структуры надпоршневого пространства (форкамера) картины по существу не меняет. Разве что обеспечивает относительно мягкую и устойчивую работу двигателя. Дело в том, что характер истечения компонентов смеси через переходные каналы из форкамеры в надпоршневую камеру (причем под острым углом к продольной оси цилиндра), удовлетворительный с точки зрения основного назначения форкамеры и организации вихревого смесеобразования в камере сгорания, не позволяет существенно преобразовывать статическую составляющую $p_{ст}$ давления продуктов сгорания в динамическую $p_{дин} = 0{,}5\rho U^2$ (где ρ — плотность текучей среды, U — скорость потока) с ее предпочтительно нормальной ориентацией к торцевой поверхности поршня. В результате давление в надпоршневой камере и в традиционном, и в форкамерном ДВС распределяется по поверхностям ее стенок, большей части перегородки и торцу поршня практически равномерно. Иначе говоря, энергия сгорающей смеси используется для сообщения поршню ускорения далеко не полностью, только через статическое давление. То есть налицо потери энергии. Кроме того, преобладание статической составляющей давления в надпоршневом пространстве обусловливает и большие нагрузки на стенки цилиндра, что заставляет делать их более прочными, следовательно, ужесточать.

Таковы факты. Их, к сожалению, никто из специалистов по двигателям до сих пор не исследовал. Хотя понятно, что должны быть какие-то технические решения, которые позволили бы улучшить экономические и технико-эксплуатационные характеристики поршневых ДВС за счет уменьшения названных выше потерь. И авторы предлагают вниманию читателей одно из таких решений.

Его суть — преобразование вихревых потоков газообразных продуктов сгорания на такте рабочего хода поршня в прямые струи, направленные перпендикулярно торцу поршня, и повышение их динамического воздействия на поршень, а также (в дополнение к этому) снижение статического воздействия продуктов сгорания на стенки (гильзу) цилиндра на длине хода поршня.

Для реализации предлагаемого решения, вообще говоря, нужны не очень сложные изменения конструкции ДВС, которые в итоге дают его видоизмененный форкамерный вариант. Для этого надпоршневую полость традиционного двигателя достаточно разделить перфорированной перегородкой, параллельной днищу поршня, на две камеры, одна из которых (над перегородкой) выполняет функции обычной камеры сгорания. Отверстия перегородки представляют собой каналы для поступления газообразных продуктов сгорания во вторую, чисто надпоршневую камеру (каналы должны быть параллельными оси цилиндра и выполнены с соотношением их длины и диаметра не менее чем 4 : 1). И все.

Правда, эффект можно еще больше усилить, если выполнить несколько дополнительных условий. Скажем, длина каналов в перфорированной перегородке превышает их диаметр в 5 раз (это такое соотношение диаметра и длины, при котором при прочих равных условиях из каналов выходят струи правильной формы и с максимальной кинетической энергией в продольном направлении); свободный диаметр перфорированной части перегородки соразмерен с диаметром поршня; камера, отделенная от поршня перегородкой, расположена в головке цилиндра (что облегчает организацию охлаждения перегородки для обеспечения приемлемого теплового режима, более технологичного); предусмотрена форкамера, сообщающаяся с камерой, отделенной от поршня перегородкой (например, через дополнительную перегородку с каналами, наклоненными к продольной оси цилиндра, способствуя вихревому смесеобразованию); выпускная магистраль в составе системы газораспределения выполнена с параллельными ветвями — основной, соединяющей с атмосферой камеру между перегородкой и поршнем через выпускной клапан, и дополнительной, соединяющей с атмосферой камеру, отделенную от поршня перегородкой, через другой выпускной клапан (что облегчает удаление отработавших газов на такте выпуска). Причем в последнем случае место соединения ветвей выпускной магистрали выполнено в виде эжектора, с возможностью дополнительного удаления отработавших газов из камеры сгорания потоком отработавших газов из камеры, расположенной между перегородкой и поршнем, по другой ветви за счет разрежения (что снижает сопротивление в магистрали отвода отработавших газов и еще больше повышает экономичность ДВС).

Таково решение в общем виде. Теперь рассмотрим его подробнее, воспользовавшись рис. 1—3, на которых d и l — соответственно диаметр и длина переходных каналов перфорированной перегородки; $D_п$ — диаметр перфорированной части перегородки; D — диаметр поршня; v — скорость его перемещения; p_1, $p_{1ст}$ — суммарное давление газов и его статическая составляющая в камере сгорания; p_2 и $p_{2дин}$ — суммарное давле-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

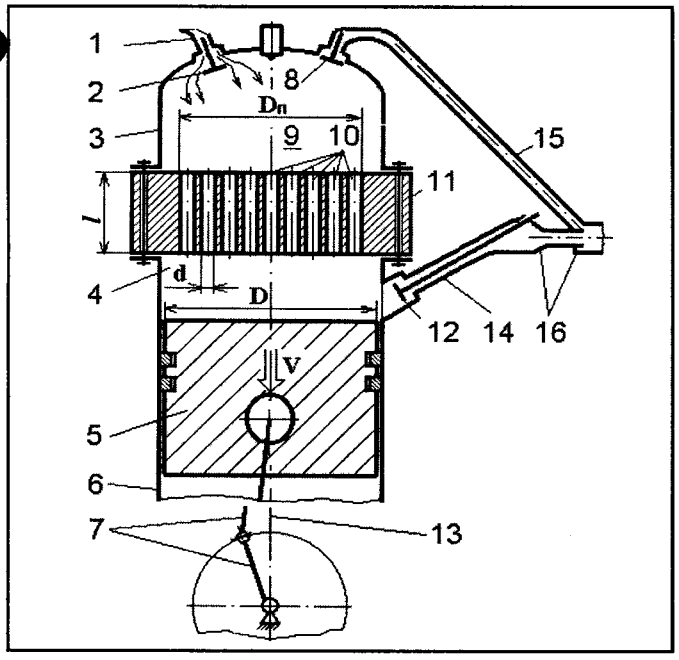


Рис. 1. Двухтактный вариант четырехтактного поршневого ДВС с преобразователем давления:

1 — впускной канал; *2* — выпускной канал; *3* — головка цилиндра; *4* — камера переменного объема; *5* — поршень; *6* — цилиндр; *7* — КШМ; *8* — выпускной клапан камеры постоянного объема; *9* — камера постоянного объема; *10* — каналы перфорированной перегородки; *11* — перфорированная перегородка; *12* — выпускной клапан; *13* — продольная ось поршня (цилиндра); *14* — основная ветвь выпускной магистрали; *15* — дополнительная ветвь выпускной магистрали; *16* — эжектор

ние и его динамическая составляющая во второй части надпоршневой камеры.

Рассматриваемый поршневой ДВС содержит (рис. 1) цилиндр *6* с головкой *3*, поршнем *5*, установленным с возможностью возвратно-поступательного перемещения вдоль продольной оси *13* цилиндра и преобразования во вращательное движение коленчатого вала с помощью кривошипно-шатунного механизма *7*, и надпоршневую полость. Последняя разделена перфорированной поперечной перегородкой *11* на две камеры. Первая из них (*9*) — постоянного объема (камера сгорания отделена от поршня); вторая (*4*) — переменного объема (он меняется при перемещении поршня).

Перфорация перегородки представляет собой каналы *10*, предназначенные для поступления продуктов сгорания из камеры *9* в камеру *4* и выполненные параллельно оси *13* с соотношением $l : d$ не менее чем 4 : 1, но лучше — 5 : 1 (экспериментальные данные). При этом коэффициент перфорации (отношение суммарной площади отверстий в их поперечном сечении к общей площади перфорированной части перегородки в том же сечении) должен быть ориентировочно не менее 0,2 (при соблюдении условия прочности). Рекомендуется также определенная соразмерность диаметров $D_п$ и D (для максимального перекрытия проекции перфорированной части перегородки на поршень). А камеру *9* следует располагать в головке *3*, вблизи каналов системы охлаждения (на рисунке не показаны).

Во втором варианте устройства (рис. 2), предусмотрена форкамера *4*, сообщающаяся с камерой сгорания *6* через дополнительную перегородку *5* с выходным(и) каналом(ами) *7*, наклоненным(и) к оси *8*. Конструкции и назначения форкамеры и перегородки с каналом(ами) аналогичны известным в составе форкамерных ДВС.

Выпускная магистраль (выпускной канал) может быть выполнена с параллельными ветвями — основной (*14* на рис. 1 или *16* на рис. 2) и дополнительной (*15* на рис. 1 или *14* на рис. 2), соединяющими через клапаны (*12* и *8* на рис. 1 или *17* и *14* на рис. 2) надпоршневую полость с атмосферой. При этом место соединения ветвей может быть выполнено в виде эжектора *16* (см. рис. 1) с возможностью удаления отработавших газов из камеры сгорания *9* по ветви *15* потоком отработавших газов из камеры *4* по ветви *14* (за счет разрежения).

Впускная магистраль со встроенным в нее впускным клапаном соединена либо с камерой *9* (см. рис. 1), либо с форкамерой *4* (см. рис. 2).

Рассмотрим работу устройства.

На такте впуска при двухкамерной конструкции (см. рис. 1) воздух (в дизелях) или топливовоздушная смесь (в ДВС с устройством автоматического дозированного впрыскивания и электровоспламенением) либо засасывается поршнем в камеру *9* по впускному каналу *1* через клапан *2*, либо подается в камеру *9* от насоса по тому же каналу *1*. В форкамерном варианте (см. рис. 2) воздух или топливовоздушная смесь по каналу *12* через клапан *9* поступает в форкамеру *4*, откуда через короткий(е) канал(ы) *7* в перегородке *5* перетекает в камеру сгорания *6*, вызывая перемешивание смеси.

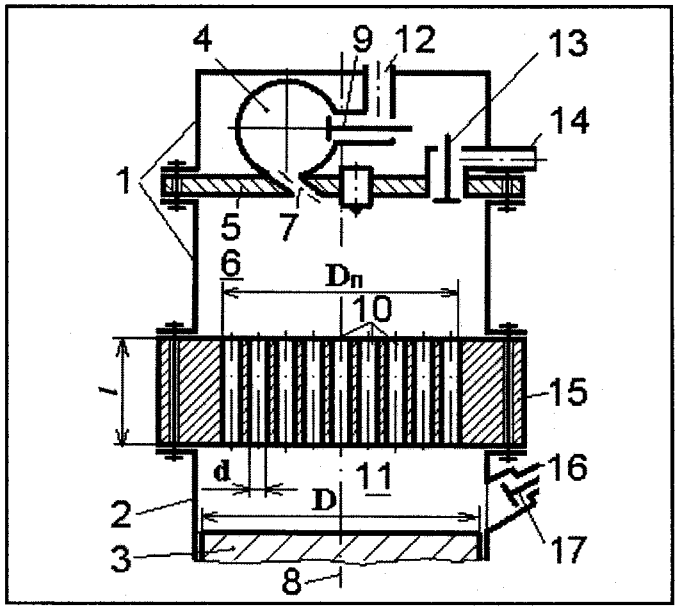


Рис. 2. Трехкамерный вариант четырехтактного поршневого ДВС с преобразователем давления:

1 — головка цилиндра; *2* — камера переменного объема; *3* — поршень; *4* — форкамера; *5* — дополнительная перегородка; *6* — камера сгорания; *7* — выходной канал; *8* — продольная ось поршня (цилиндра); *9* — впускной клапан форкамеры; *10* — отверстия перфорированной перегородки; *11* — камера переменного объема; *12* — впускной канал форкамеры; *13* — основной выпускной клапан; *14* — дополнительный выпускной клапан; *15* — перфорированная перегородка; *16* — основной выпускной канал; *17* — выпускной клапан

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

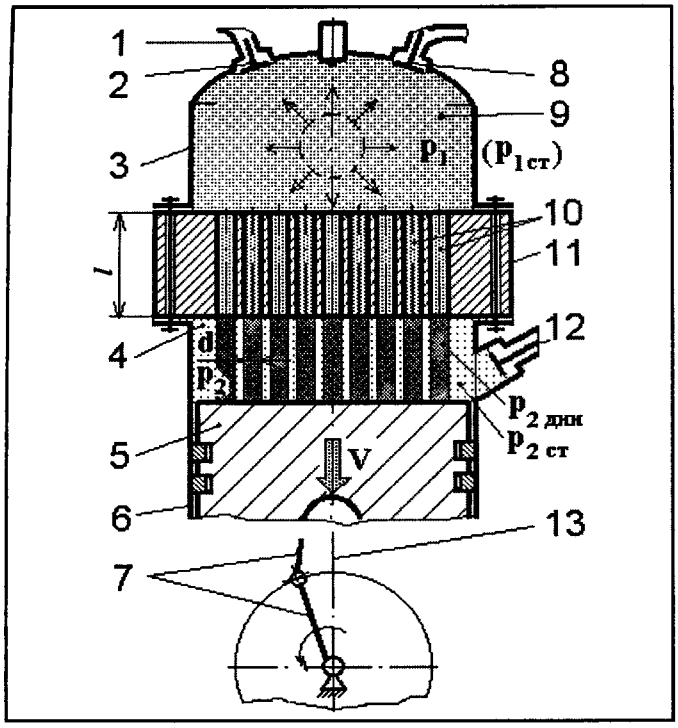


Рис. 3. Схема работы двухкамерного ДВС с преобразованием давления:

1 — впускной канал; *2* — впускной клапан; *3* — головка цилиндра; *4* — камера переменного объема; *5* — поршень; *6* — цилиндр; *7* — КШМ; *8* — выпускной клапан камеры постоянного объема; *9* — камера постоянного объема; *10* — отверстия перфорированной перегородки; *11* — перфорированная перегородка; *12* — выпускной клапан; *13* — продольная ось поршня (цилиндра)

На такте сжатия воздух или смесь сжимается перемещающимся к перфорированной перегородке поршнем и дросселируется в каналах *10*.

Следующий такт — рабочий ход или такт расширения (рис. 3). Смесь в камере сгорания *9* сгорает при интенсивном нарастании давления p_1. Газы поступают через каналы *10* в надпоршневую камеру *4*. Преимущественно статическое давление p_1 в камере *9* преобразуется, в соответствии с уравнением Бернулли и за счет соотношений d/l, в преимущественно динамическое давление p_2. При этом в надпоршневой камере *4* динамическая составляющая $p_{2дин}$ существенно больше статической $p_{2ст}$. Газы, сформировавшись в системе каналов *10* в параллельные, предпочтительно одинаковые струи (для чего желателен минимальный градиент давления p_2 вдоль поверхности перегородки *11* у входных отверстий каналов), после среза каналов в расширяющейся камере *4*, движутся, по мере рабочего хода поршня, и оказывают динамическое давление на поршень, сообщая ему ускорение (скорость v).

Оптимизированное (главным образом, эмпирическим путем при дальнейших НИОКР с использованием стендов и экспериментальных образцов ДВС) расстояние между выходными срезами каналов *10* должно обеспечивать минимум вихревых образований между струями и, соответственно, энергетических потерь. Здесь становится актуальной газодинамическая задача сохранения, до некоторой степени, перемешивания струй и снижения таким образом динамической составляющей в общем давлении сформировавшегося струйного характера течения (потока) в камере *4* на всем рабочем ходе поршня. Видимо, на первых этапах исследований (разработки) следует ориентироваться на известные в прикладной газодинамике эмпирические данные о наступлении полного перемешивания (т. е. начала существенных завихрений) на расстоянии примерно $8D_п$ от выходного среза каналов. Практически это выразится в учете при первичном выборе геометрических размеров устройства (величин d, $D_п$, коэффициента перфорации, диаметра D и максимального рабочего хода h поршня) соотношения $D_п \geqslant h/8$. То обстоятельство, что ход h и диаметр D поршней двигателей обычно соразмерны и во всяком случае никак не превышают значения $8D_п$, вселяет оптимизм.

Следует отметить и то, что вследствие уменьшения доли статической составляющей $p_{2ст}$ в общем давлении p_2 одновременно происходит (как побочный положительный эффект) снижение давления на стенки надпоршневой камеры.

Четвертый такт работы ДВС (выпуск) сопровождается вытеснением отработавших газов через клапан *12* в основную ветвь *14* (см. рис. 1) выпускной магистрали и в то же время дросселированием части газов через каналы *10* обратно в камеру сгорания *9*, откуда они выходят через клапан *8* в дополнительную ветвь *15* выпускной магистрали за счет превышения давления над атмосферным и эжекционного эффекта (эжектор *16*).

Использование рассмотренного выше решения позволит улучшить экономические и технико-эксплуатационные характеристики ДВС. Это доказано экспериментально: аналогичное решение авторы использовали в пороховых метательных устройствах и ожидаемый эффект полностью подтвердился.

УДК 621.43

Устранение эффекта клинения в бесшатунном механизме С.С. Баландина

Канд. техн. наук В.А. ВОРОГУШИН

В 1970-х годах ряд моторных заводов, опираясь на опыт авиапрома, предприняли несколько попыток организации производства ДВС с бесшатунным механизмом С.С. Баландина, предназначенных для наземного транспорта. Однако затраченные усилия, к сожалению, ожидаемого результата не дали. Опытные двигатели быстро, еще на стенде, выходили из строя из-за интенсивного развития механического изнашивания, сопровождавшегося глубокими задирами зеркала цилиндра.

Такой характер дефектов свидетельствовал о наличии клинящих эффектов в механизме преобразования движения. Одно из прозвучавших тогда объяснений — недостаточная точность изготовления деталей, необходимая для устройств с избыточной кинематической

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

связью. Ведь известно, что с эффектом клинения в бесшатунном механизме сталкивался и сам С.С. Баландин. Например, когда на Московский машиностроительный завод в 1945 г. возложили организацию выпуска опытной серии моторов МБ-8 по проекту С.С. Баландина, для сопровождения этих работ на завод из ЦИАМ командировали группу во главе с автором. Так вот, по его собственному признанию, эффект клинения проявлялся в среднем на каждом четвертом собранном двигателе. И в результате проведения контрольных обмеров деталей, выявления и устранения причин проблем работоспособность изделия полностью восстанавливалась. Причем всегда оказывалось, что причиной было не столько наличие кинематической связи у бесшатунного механизма, сколько слабая отработка технологии производства таких двигателей.

Однако технологический уровень современного машиностроительного производства заметно возрос не только по сравнению с 1940-ми, но и 1970-ми годами. И это объективно укрепляет предпосылки к использованию бесшатунных двигателей, которые дают лучшие показатели по удельной массе, ресурсу, компактности и экономичности. Тем не менее консерватизм, основанный на неудачах прошлого, привел к тому, что в настоящее время тему развивают лишь небольшие группы конструкторов и энтузиастов. При очень ограниченных ресурсах они создают вполне зрелые разработки. И, по-видимому, наступает период переосмысления накопленного опыта под несколько иным углом зрения, что может возродить прежний интерес моторных заводов к бесшатунной схеме и дать новый импульс процессу ее освоения в серийном производстве. Правда, некоторые важные положения, изложенные в монографии С.С. Баландина "Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания", нуждаются в уточнении и дополнительном обосновании. Чему и посвящена данная статья.

На возможность возникновения эффекта клинения в бесшатунном механизме влияют три основных фактора — несимметричность нагружения его элементов, уровень жесткости действующих деталей конструкции и соотношения между линейными размерами подвижных звеньев этого механизма и корпуса, значениями допустимых зазоров и действующими нагрузками.

Влияние первого из перечисленных факторов можно ослабить, применяя те или иные конструктивные решения. Так, по аналогии с ДВС обычных схем между кривошипами планетарного вала логично ввести дополнительную шейку с промежуточной опорой, которой не было, например, у бесшатунных авиационных двигателей ОМБ или МБ-4. Действующие нагрузки иногда столь велики, что такое усложнение конструкции признается оправданным (четырехтактный дизель с бесшатунным механизмом). Известным специалистом по ДВС И.П. Седуновым предлагаются и другие подходы.

Требуемого расклада жесткости между деталями бесшатунного механизма и корпуса двигателя обычно достигают рациональным проектированием отдельных элементов. Но там, где присутствуют очень высокие градиенты изменения нагрузок, полезно не усиление, а снижение жесткости отдельных зон конструкции.

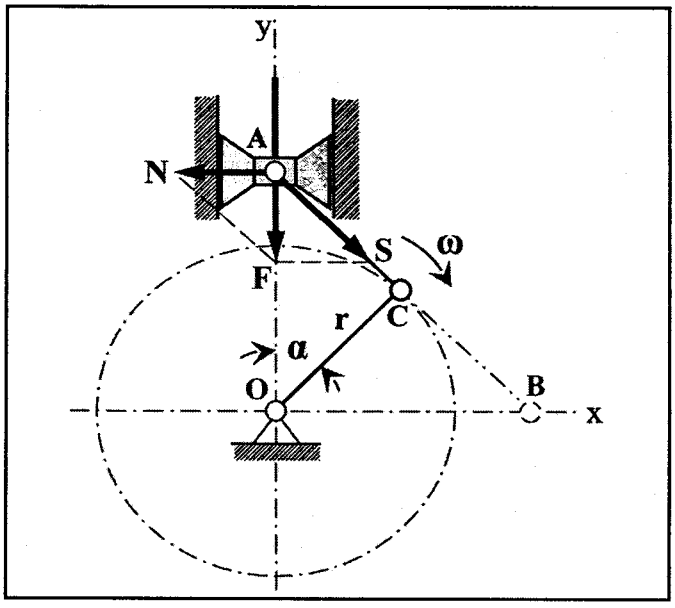


Рис. 1. Механизм с одним ползуном

Третий фактор является основным предметом данной статьи, поэтому рассмотрим его более подробно.

На рис. 1 изображен заимствованный из монографии С.С. Баландина механизм с одним ползуном в точке *A*. В данном случае сторона *AC* образует с кривошипом *OC* обычный кривошипно-шатунный механизм с отношением радиуса кривошипа *OC* к длине шатуна *CA*, равным единице. Но известно, что этот механизм в зоне интервалов, примыкающих к углам $\alpha = 90°$ и $\alpha = 270°$, обладает неопределенностью: при таких значениях α полезный момент от силы *S* (звено *AC*), передаваемый на кривошип *OC*, становится равным нулю, а на поведении механизма сказывается наличие или отсутствие на кривошипе *OC* крутящего момента, подведенного извне (от маховика, зубчатой пары или смежного цилиндра). В результате суммарный момент, в зависимости от знака, может оказаться как тормозным, так и движущим. Соответственно механизм либо заклинивается, либо продолжает вращение. Кроме того, вблизи $\alpha = 90°$ и $\alpha = 270°$ наблюдается интенсивный рост силы *N*, а ее вектор в реальном механизме может менять свое направление на противоположное. Другими словами, КШМ с отношением $OC/AC = 1$ неработоспособен. Однако его анализ помогает понять кинематику схемы с двумя ползунами (бесшатунный механизм), где возможны ситуации, когда имеются различия в размерах звеньев $AC = BC$ и OC.

Допустим, что масляная пленка и зазоры в сопряжениях механизма соответствуют рабочему режиму, а элементы бесшатунного механизма обладают конечной жесткостью. Тогда по мере приближения кривошипа *OC* к углам $\alpha = 90°$ и $\alpha = 270°$ могут наблюдаться два принципиально разных случая.

В первом случае (рис. 2) боковая сила $N_A = F_A \mathrm{tg}\alpha$, приложенная в точке *A* ползуна, и сила $S_A = F_A/\cos\alpha$, направленная вдоль оси *AC*, возрастают, но в реальном двигателе с конечной жесткостью элементов бес-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

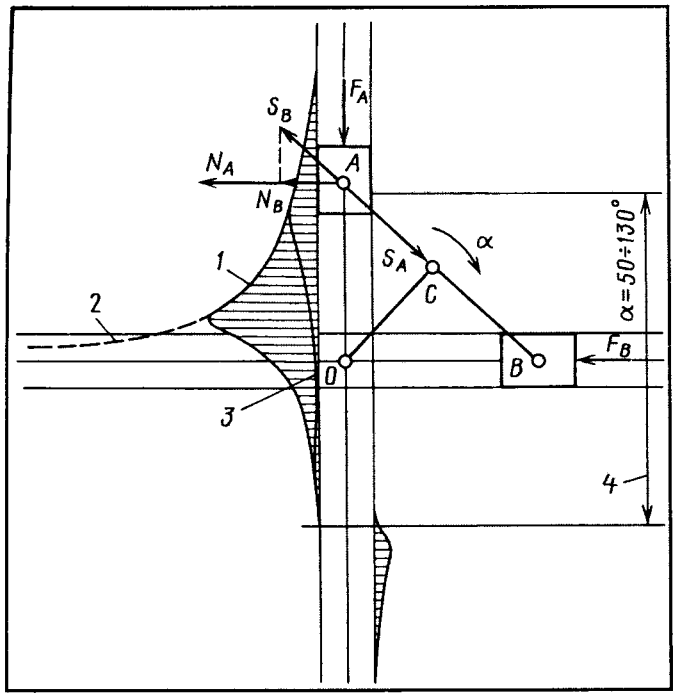


Рис. 2. Схема нагружения бесшатунного механизма для случая, когда $AC = BC > OC$ на величину δ:

1 — эпюра нормальной силы N для системы с высокой зоной жесткости; *2* — та же эпюра для абсолютно жесткой системы ($N \to \infty$); *3* — та же эпюра с зоной плавного изменения жесткости направляющих ползуна *A*; *4* — зона плавного изменения этой жесткости ($\alpha = 50 \div 130°$)

шатунного механизма и корпуса возрастают не бесконечно, а ограниченно, стремясь к значению максимального положительного натяга между направляющей и ползуном, стесненным завышенной суммой размеров звеньев *AC* и *OC* (положительным считаем направление реактивных сил, противоположное полезному крутящему моменту на валу).

Во втором случае (рис. 3) те же силы N_A и S_A сначала возрастают до некоторого максимума, затем уменьшаются до нуля и далее, поменяв направление, снова ограниченно возрастают, стремясь к значению максимального отрицательного натяга между направляющей и ползуном, стесненным заниженной суммой размеров звеньев *AC* и *OC*.

Аналогичные процессы происходят и на линии движения ползуна *B*.

Таким образом, в первом случае эффект заклинивания усиливается, потому что при конечной жесткости корпуса двигателя и бесшатунного механизма к силе N_A (см. рис. 2) от одного цилиндра (вертикального) добавляется аналогичная составляющая N_B от силы S_B бокового (горизонтального) цилиндра. При этом шейка *C* кривошипа *OC* практически не воспринимает импульс нагрузки S_B, так как эта нагрузка перехватывается в контакте ползуна *A* приращением силы реакции на величину составляющей N_B. Причем суммарной силе $N = N_A + N_B$ соответствуют $\alpha = 90°$ и $\alpha = 270°$.

Результат действия суммарной силы *N* и прогибы линии движения ползуна от нее, по мнению автора, были главными причинами интенсивного развития механического износа на опытных двигателях заводских КБ, упомянутых в начале статьи.

Для второго случая, напротив, имеем переход к условиям реализации нормальной работоспособности. В большом (±30°) секторе углов, прилегающих к $\alpha = 90°$ и $\alpha = 270°$, сила отрицательного натяга $N_н$ в вертикальном цилиндре уменьшается или исчезает вовсе в результате выборки части рабочих зазоров и пропорциональных продольных микроперемещений от упругой деформации звеньев *AC* (разжимное удлинение) и *OC* (зажимное укорочение) под действием силы S_B в горизонтальном цилиндре. Шейка *C* кривошипа *OC* здесь нормально воспринимает весь импульс нагрузки от силы S_B. Таким образом, в зависимости от заданной величины силы отрицательного натяга $N_н$ и в соответствии с режимом работы ДВС степень разгрузки ползунов *A* и *B* в секторе углов, прилегающих к $\alpha = 90°$ и $\alpha = 270°$, находится в пределах, гарантирующих работу бесшатунного механизма без задиров и заклинивания.

Соотношение размеров основных звеньев этого механизма (*OC* и $AC = BC$), при котором имеет место равенство $OC - AC = \delta$ и $OC - BC = \delta$, где δ — всегда положительная величина, составляет смысл первого основного отличия рассматриваемого варианта механизма от описанного в монографии С.С. Баландина. Иными словами, чтобы второй случай гарантированно воспроизводился в производстве, необходимо радиус кривошипа планетарного вала выполнять меньше радиуса опорных кривошипов на величину δ. В таком механизме постоянно сохраняется благоприятное перерас-

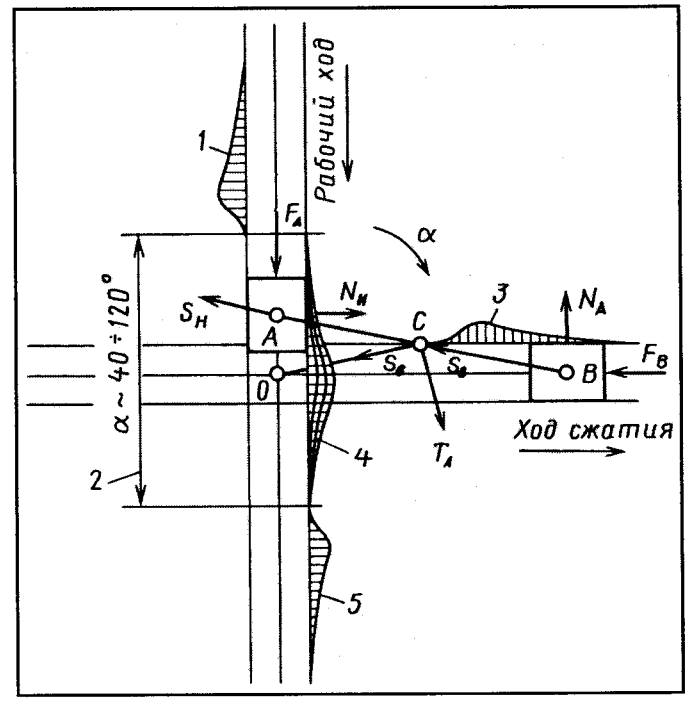


Рис. 3. Схема нагружения бесшатунного механизма для случая $AC = BC < OC$ на величину δ:

1 — эпюра нормальной силы *N* для участка рабочего хода ползуна; *2* — зона ($\alpha \sim 40 \div 120°$) влияния натяга между ползуном и направляющей; *3* — эпюра нормальной силы N_A; *4* — эпюра суммарной силы *N* для различных режимов ДВС (разгрузка от смежного цилиндра по мере роста мощности); *5* — эпюра нормальной силы *N* для участка хода сжатия

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

пределение сил между смежными ползунами, которое исключает саму возможность эффекта заклинивания.

Для предотвращения недопустимых прогибов линии движения ползуна и устранения излишних приращений нагрузок между бесшатунным механизмом и корпусом от присутствия в силовой схеме отрицательного натяга в паре "ползун—направляющая" представляется правильным принимать величину δ равной половине суммарного зазора размерной цепи связанных звеньев механизма (без учета толщин масляных пленок). Такое значение δ должно закладываться в размеры звеньев AC—BC требованиями чертежа при проектировании и проверяться в производстве.

В ходе операций сборки необходимо контролировать соответствие фактической величины силы отрицательного натяга $N_н$ значениям допустимого нормативного диапазона. Проверка осуществляется без поршней, на контрольной базе в один полный оборот вала, в четырех контактных зонах "ползун—направляющая" при наличии масляной пленки в подвижных узлах механизма. Близость замеренных величин силы отрицательного натяга $N_н$ и их попадание в зону допустимых значений — основное технологическое условие, подтверждающее правильность сборки и гарантирующее длительную эксплуатационную работоспособность двигателя.

С.С. Баландин в своей монографии дал подробное графическое и смысловое объяснение траектории движения ползуна бесшатунного механизма от одной стенки направляющей к другой, основанное на свойстве изменения размеров катетов связанного прямоугольного треугольника.

Так, он отмечает, что с $\alpha \sim 45°$ (или с 1/8 хода поршня от ВМТ) ползун бесшатунного механизма одного цилиндра разгружается от реактивной нагрузки и начинает отходить от первоначальной поверхности направляющей к противоположной, а ползун смежного цилиндра, наоборот, принимает реактивную нагрузку на себя, прижимаясь к направляющей, расположенной асимметрично, и завершая 1/8 хода поршня перед ВМТ.

Эта принципиально важная особенность работы механизма ранее упускалась из виду разработчиками. В то время как именно здесь и лежит ключ к решению его проблем. Суть дела в том, что ползуны, обмениваясь между собой нагрузкой от реактивных сил по эстафетному принципу, реализуют свою несущую способность лишь на 1/8 части в начале и на 1/8 части в конце полного хода, что применительно к половине оборота вала примерно соответствует диапазону углов $\alpha = 0 \div 50°$ и $\alpha = 130 \div 180°$. То есть участок направляющих ползуна в промежутке с $\alpha = 50 \div 130$ (~3/4 полного хода) с точки зрения восприятия реактивной силы фактически оказывается нерабочим. В нем идет растянутый цикл перекладки ползуна (ползун уже отходит от начальной направляющей, но еще не садится на противоположную). Нагрузки этого участка при прямолинейном движении ползунов выражены главным образом влиянием упругих сил от компенсирования неточностей производства, что приводит в худшем случае к заклиниванию, а в лучшем — к повышенному сопротивлению движения, снижающему механический КПД двигателя. На самом деле в идеальном бесшатунном механизме, в пределах указанного участка, направляющие исполняют лишь функцию задания линии движения ползуна, а для этого им совсем не обязательно иметь большую жесткость. Кроме того, существенную роль в кинематике механизма играет степень совпадения оси центрального вала двигателя с осью цилиндров, полученная при изготовлении, — главный критерий работоспособности бесшатунного механизма по корпусу.

Следовательно, чтобы сгладить влияние неточностей изготовления звеньев механизма и корпуса двигателя, необходимо конструктивно (например, профильными вырезами стенок или их переменным сечением) плавно изменять жесткость направляющих от максимального значения в нагрузочной зоне до минимального в зоне центральной оси двигателя. Этим создается перекрытие (аналогично перекрытию в зубчатом зацеплении) при передаче реактивной нагрузки и учитывается продольный размер контактной поверхности ползуна.

Такое решение, с учетом введения отрицательного натяга (второй случай), устраняет проблемы, обусловленные наличием излишней кинематической связи в бесшатунном механизме, приближая его работу к условиям работы обычного КШМ.

Как видим, второе основное отличие предлагаемого варианта механизма от описанного в монографии С.С. Баландина — необходимость конструктивного изменения жесткости направляющих ползунов от максимального значения в нагрузочной зоне до минимального в зоне центральной оси двигателя.

Подходы, рассмотренные в статье, позволяют устранить уязвимость напряженно-деформированного состояния бесшатунного механизма, ставшую в свое время серьезной преградой для производства, и гарантированно обеспечить работоспособность двигателя с учетом закономерностей износа его контактирующих пар. Но возникает естественный вопрос: каким же должно быть численное значение названной выше величины $\delta = OC - BC = OC - AC$?

Ответ помогает найти сам С.С. Баландин. В той же монографии он поместил данные полей допусков (табл. 1), отработанных для основных сочленений механизма двигателей ОМБ и ОМ-127РН, которые прошли доводку и были всесторонне испытаны на стендах его КБ.

Основное влияние на величину задаваемых зазоров оказывает ход поршня. Рабочие ходы поршня указанных двигателей близки по значению (140 и 146 мм). Это дает возможность корректно сравнить поля допусков, имея в виду, что первый двигатель характеризует начальный период развития механизма, а второй — завершает собой ряд опытных моторов, прошедших стендовый этап испытаний в КБ. Вот почему есть возможность дать общие рекомендации по назначению величины δ во вновь проектируемых конструкциях.

В общем виде ключевой участок размерной цепи бесшатунного механизма для групп максимальных и минимальных значений отклонений примет вид: $2\delta_0 = 2\delta_{нп} + 2\delta_{шп} + 2\delta_{ок} + 2\delta_{кк}$, где δ_0, $\delta_{нп}$, $\delta_{шп}$, $\delta_{ок}$ и

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Таблица 1

Пара трения	Двигатель ОМБ (D = 125 мм, S = 140 мм)		Двигатель ОМ-127РН (D = 155 мм, S = 146 мм)	
	полный (2δ) зазор в сопрягаемых деталях, мм	значение половины зазора (δ), мм	полный (2δ) зазор в сопрягаемых деталях, мм	значение половины зазора (δ), мм
Направляющие и накладки ползунов ($\delta_{нп}$)	0,035—0,090	0,0175—0,0450	0,100—0,195	0,0500—0,0975
Штоковые шейки и их подшипники ($\delta_{шп}$)	0,047—0,067	0,0235—0,0335	0,080—0,146	0,0400—0,0730
Опорные шейки планетарного вала и подшипники кривошипа ($\delta_{ок}$)	0,055—0,075	0,0275—0,0375	0,080—0,146	0,0400—0,0730
Опорный подшипник кривошипа и корпус ($\delta_{кк}$)	0,040—0,093	0,0200—0,0465	0,080—0,146	0,0400—0,0730
Минимальное и максимальное значения (δ_{0})	—	0,0885—0,1625 (среднее 0,126)	—	0,170—0,3165 (среднее 0,243)

$\delta_{кк}$ — соответственно половины суммарного отклонения размеров размерной цепи и отклонений пар трения "направляющие — накладки ползунов", "штоковые шейки — подшипники штоковых шеек", "опорные шейки вала — подшипники кривошипа" и "опорный подшипник кривошипа — корпус".

В таблице обращает на себя внимание увеличение допустимых отклонений. Причем в отдельных парах трения превышен двойной рост значений, а половина (δ) суммарного среднего допуска δ_0 выросла в 2 раза.

Но эти цифры отражают накопленный опыт доводки бесшатунного механизма, который подтвердил возможность увеличения зазоров без ущерба работоспособности двигателя, что существенно повлияло на стоимость производства. Поэтому приведенные значения могут быть взяты за основу при выборе величины коррекции линейного размера звеньев AC—BC в проектируемых двигателях.

Поскольку для обеспечения отрицательного натяга в механизме (второй случай) в качестве начального условия требуется полное исключение вероятности возникновения зазора между ползуном и направляющей, то по результату расчета размерной цепи (последняя строка в табл. 1) рекомендуется принять за базовую δ величину, равную δ_0 в процентах от номинального рабочего хода двигателя S_h и характеризующую верхний предел суммарного максимального отклонения в опытном двигателе ОМ-127РН. Тогда из табл. 1 находим: $\delta = \delta_0 = (0{,}3165/146) \cdot S_h = 0{,}0021 S_h$, или $\delta = 0{,}21\ \%\ S_h$.

С учетом влияния допуска на отклонение линейного размера звеньев AC и BC в производстве окончательную величину δ можно принять равной $0{,}2\ \%\ S_h$.

При этом следует иметь ввиду, что в результате коррекции размеров звеньев AC и BC номинальный ход поршня уменьшается на 2δ, а линейный размер камеры сгорания увеличивается на δ. Данное обстоятельство необходимо учитывать в расчетах рабочего процесса двигателя.

Ниже (табл. 2) для ряда номинальных значений хода поршня по рис. 3 рассчитаны размеры звеньев $AC = BC$ и конечная величина хода поршня S_h^i. Расчет второго приближения не требуется, так как ошибка находится в пределах 0,1 % и не превышает 1 мкм.

Таблица 2

Номинальный ход поршня S_h, мм	Базовая величина коррекции $\delta = 0{,}2\%S_h$, мм	Номинальный размер OC, мм	Номинальный размер $AC = BC$, мм	Конечный ход поршня S_h^i, мм
52	0,104	13,00	12,90	51,80
56	0,112	14,00	13,89	55,78
60	0,120	15,00	14,88	59,76
64	0,128	16,00	15,87	63,74
68	0,136	17,00	16,86	67,73
72	0,144	18,00	17,86	71,71
76	0,152	19,00	18,85	75,70
80	0,160	20,00	19,84	79,68
84	0,168	21,00	20,83	83,66
88	0,176	22,00	21,82	87,65
92	0,184	23,00	22,82	91,63
96	0,192	24,00	23,81	95,62
100	0,200	25,00	24,80	99,60
104	0,208	26,00	25,79	103,58

Если по каким-либо причинам предполагается использовать для пар трения бесшатунного механизма более жесткие поля допусков (приближение к значениям двигателя ОМБ), чем реализованные в двигателе ОМ-127РН, то с целью предотвращения появления излишних приращений нагрузок приведенные величины необходимо пересчитать. Но в наиболее общем случае соотношение $\delta = 0{,}1 \div 0{,}2\ \%\ S_h$ остается справедливым.

Изложенный в статье материал не претендует на исчерпывающий характер. Оно лишь формирует возможный вектор развития бесшатунных механизмов на ближайшую перспективу и в какой-то степени заполняет образовавшиеся за многие годы пробелы инженерной мысли в этой области. Причем положение о том, что средние участки направляющих ползунов механизмов не участвуют в передаче реактивного момента двигателя, на первый взгляд кажется спорным. Тем не менее нет никаких серьезных оснований утверждать обратное. И коррекция размеров звеньев бесшатунного механизма, и введение переменной жесткости его направляющих несут в себе компенсирующую функцию, позволяющую эффективно "срезать" пики нагрузок, вызванные технологическими ограничениями. Такой подход гарантирует надежное решение вы-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

явленных проблем бесшатунного механизма и открывает дорогу уверенному распространению двигателей бесшатунной схемы.

И последнее. Конечно, можно много говорить о финансовых и технических сложностях перестройки современных моторных производств и даже просто о проблемах создания опытных образцов. Но вспомним С.С. Баландина и тот период, когда он в короткие сроки, на скудные средства организовал переделку известного в свое время серийного авиационного мотора М-11 в бесшатунный ОМБ с максимальным использованием готовых деталей и агрегатов того производства, на котором предполагался выпуск нового двигателя. По сути это была глубокая модернизация хорошо освоенного двигателя с наименьшими затратами. Что и подкрепило успех дела.

УДК 629.11.012.8

Системы подрессоривания — основной резерв повышения плавности хода автомобилей многоцелевого назначения

Кандидаты техн. наук М.А. КАРУНИН
и В.С. УСТИМЕНКО, Е.В. БАРАНОВА

21 НИИИ МО РФ

В 21 НИИИ МО РФ проведены теоретические (на математических моделях) и три вида экспериментальных — лабораторные (определение упругости), стендовые (в режимах свободных и вынужденных колебаний) и дорожные (на дорогах со случайным микропрофилем) — исследований систем подрессоривания наиболее массового отечественного полноприводного автомобиля многоцелевого назначения — КамАЗ-43101. Их цель — найти способы и конструктивные меры, позволяющие при минимальных затратах времени, труда и материальных средств повысить плавность хода этого автомобиля и снизить уровень вибронагруженности на рабочем месте (сиденье) водителя. И поставленную цель достигнуть удалось.

Так, результаты теоретических исследований показали, что при несовпадении собственных частот вертикальных колебаний масс первичного и элементов вторичного (кабина, сиденье, водитель) подрессоривания наибольшие ускорения на элементах вторичного подрессоривания возникают тогда, когда частота дорожного возмущения совпадает с собственной частотой массы первичного подрессоривания, если же частота дорожного возмущения равна или близка к собственной частоте масс вторичного подрессоривания, то ускорения на элементах вторичного подрессоривания оказываются на 10—15 % ниже, чем в предыдущем случае. (Причина — уменьшение возмущения масс вторичного подрессоривания из-за перемещений на частоте массы первичного подрессоривания.) Все это означает, что при гармоническом возмущении математической модели главным фактором, от которого зависят возможность появления максимальных ускорений кабины, сиденья, а следовательно, и водителя, является совпадение частот дорожного возмущения с собственными частотами не элементов вторичного подрессоривания, как считают некоторые специалисты, а масс первичного подрессоривания. Более того, в рамках теоретических исследований установлено, что изменение характеристик вторичного подрессоривания (упругого элемента, сухого и вязкого трения) на виброускорения рабочего места водителя влияет несущественно.

Таким образом, можно сделать вывод: наиболее эффективным способом снижения вибронагруженности кабины, сиденья и самого водителя следует считать оптимизацию параметров первичной системы подрессоривания автомобиля.

То есть теоретические исследования позволили определить направление дальнейших (углубленных) экспериментальных исследований плавности хода автомобиля и вибронагруженности элементов его вторичного подрессоривания, уточнить расчетные значения виброускорений, полученные на математических моделях при гармоническом воздействии, и найти значения исследуемых параметров на дорогах со случайным микропрофилем.

При планировании экспериментов в качестве исходных технологических условий были приняты следующие: жесткость передних рессор автомобиля изменяется путем последовательного удаления листов с одновременным определением характеристик их упругости; частота собственных колебаний подрессоренной массы уменьшается за счет снижения жесткости рессор и увеличения массы, приходящейся на переднюю ось автомобиля; выполняется блокирование упругих элементов кабины и сиденья поочередно, а затем — совместно; радиальная жесткость шин изменяется регулированием давления воздуха в них.

Результаты лабораторных экспериментальных исследований передней подвески испытуемого автомобиля, в ходе которых имитировалось его движение на дорогах с детерминированным профилем (прямые волны длиной 2, 3 и 4 м синпрофиля) и дорогах со случайным профилем (изношенный бетонный и крупнобулыжный участки), приведены на рис. 1 и 2 для левой и правой рессор трех вариантов — серийной (кривые *1*), без одного листа (кривые *2*) и без двух листов (кривые *3*). Причина такого разделения состоит в том, что жесткость всех рессор уже после 10 тыс. км пробега меняется, причем у левой и правой рессор — по-разному. Например, у серийных разница составляет 3,5 %, у рессор без одного листа — 2,5 % и без двух листов — 2,2 %, что, естественно, сказывается на их прогибе и частоте собственных колебаний подрессоренной массы. Так, разница в прогибах правой и левой рессор при нагрузке 28,45 кН (2900 кгс) равна 6 мм, у рессор со снятыми листами — соответственно 7 и 5 мм.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

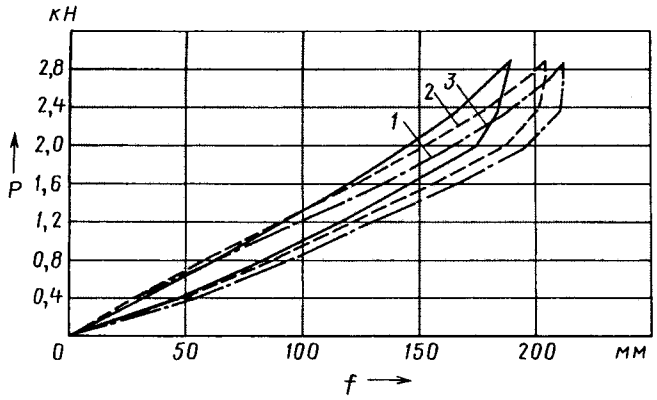


Рис. 1. Зависимость силы упругости правой рессоры автомобиля КамАЗ-43101 от ее прогиба и жесткости:
1 — серийный вариант; *2* — вариант без одного листа; *3* — вариант без двух листов

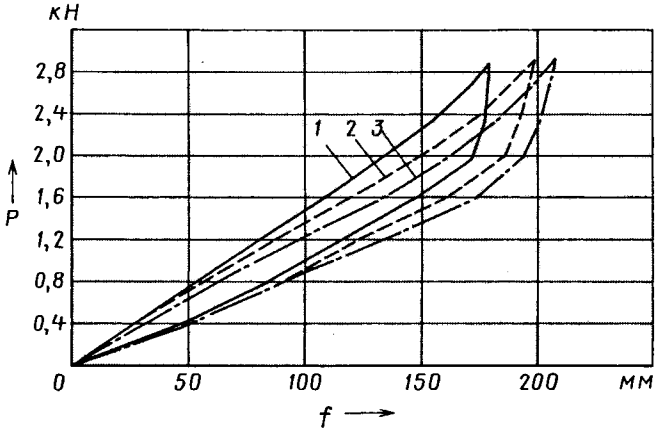


Рис. 2. Зависимость силы упругости левой рессоры автомобиля КамАЗ-43101 от ее прогиба и жесткости:
1 — серийный вариант; *2* — вариант без одного листа; *3* — вариант без двух листов

После пробега 10 тыс. км силы сухого трения в зоне статического прогиба серийных рессор возрастают, по сравнению с силами при нулевом пробеге, на 16,5 (левая рессора) и 11,3 % (правая). Но с уменьшением жесткости (числа листов в пакете) эти силы также становятся меньше. Что положительно влияет на коэффициент неупругого сопротивления, относительный коэффициент затухания колебаний (коэффициент апериодичности) и суммарное сопротивление в подвеске.

Улучшаются и остальные параметры, от которых зависит плавность хода автомобиля. Однако различия их значений по правой и левой рессорам могут стать дополнительным источником увеличения вертикальных и поперечно-угловых колебаний и снижения плавности хода. Из чего следует, что, помимо конструктивных изменений, способствующих уменьшению жесткости рессор, необходимо выработать и требования по предельно допустимому отклонению от ТУ указанных параметров как новых, так и находящихся в эксплуатации автомобилей на период, равный, по меньшей мере, гарантийному пробегу автомобиля.

Второй этап экспериментальных исследований проходил на стендах испытаний подвесок и одноосном стенде с установленными на его барабанах неровностями синусоидального профиля. Соответственно в режиме свободных затухающих колебаний и в режиме вынужденных гармонических воздействий.

На первом из стендов установлено, что частота собственных колебаний подрессоренной массы автомобиля, возбуждаемых из положения "сбрасывание", составила 2,1 Гц, из положения "подтягивание" — 2,3 Гц, а при испытаниях подвески без амортизаторов при обоих типах возбуждения колебаний — 2 Гц. Что касается частоты собственных колебаний кабины, то при "сбрасывании" она достигла 2,6 Гц, а при "подтягивании" — 3,2 Гц. Относительный же коэффициент затухания подрессоренной массы автомобиля с амортизатором оказался равным 0,7, без амортизаторов — 0,6, а кабины — соответственно 0,12 и 0,1.

Из полученных данных следует, что величина сухого трения имеет повышенные значения для такого типа рессор, в результате чего и происходит затухание колебаний подрессоренной массы. При возбуждении колебаний из положений обоих типов сила трения настолько велика, что подвеска полностью блокируется уже на втором полупериоде колебаний, после чего подрессоренная и неподрессоренная массы завершают колебания на шинах с частотой 2,9—3,2 Гц, определяемой жесткостью шины, при низком (0,1—0,12) значении коэффициента затухания колебаний.

Таким образом, при наличии значительных сил сухого трения в подвеске работа амортизаторов на частотах, соответствующих свободным колебаниям, практически крайне малоэффективна.

Аналогичные результаты получены и на барабанном стенде. Так, при частотах гармонического воздействия до 3 Гц из-за значительных сил трения подвеска почти полностью (за исключением резонансной частоты подрессоренной массы, равной 1,8 Гц) блокируется. С дальнейшим увеличением частоты воздействия до 5,8—7 Гц амплитуды обеих масс (подрессоренной и неподрессоренной) уменьшаются (с разными темпами), а затем амплитуды колебаний подрессоренной массы становятся практически равными нулю, неподрессоренной — увеличиваются, достигая максимума на частотах 10—11 Гц, соответствующих высокочастотному резонансу.

Кроме того, установлено повторное возрастание амплитуд колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс на частоте 2,8 Гц, которое обусловлено тем, что частоты собственных колебаний кабины находятся в этой области, — как раз тот случай, при котором частота собственных колебаний кабины на раме близка к частоте резонансных колебаний блокированных подрессоренных и неподрессоренных масс (2,9 Гц). При этом резонансная амплитуда колебаний кабины складывается из амплитуд колебаний подрессоренной массы и кабины относительно рамы. И причем коэффициент апериодичности кабины, равный 0,1—0,12, не обеспечивает гашение ее колебаний относительно рамы. Более того, блокирование подвески кабины сопровождается уменьшением (на ~20 %) ее вертикальных ускорений. Подвеска сиденья водителя также работает неудовлетворительно по причине совпадения собственных

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

частот колебаний сиденья и автомобиля (1,8—2,5 Гц) и низкого демпфирования колебаний сиденья.

Таким образом, испытания на барабанном стенде выявили те же недостатки серийной подвески, что и на стенде в режиме свободных колебаний. А именно: большую величину сухого трения в передней подвеске автомобиля; недостаточную эффективность работы амортизаторов подвески кабины и сиденья; близкое совпадение частот собственных колебаний (1,9—2,1 Гц) подрессоренной массы и кабины относительно рамы (2,5—3,2 Гц), водителя на сиденьи (1,8—2,5 Гц), а также появление второго низкочастотного резонанса (2,7—3,2 Гц), формируемого при блокировании колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс силами сухого трения.

Отсюда и практические предложения по повышению плавности хода автомобиля КамАЗ-43101: уменьшение жесткости передней подвески до значений (не более 1,5 Гц), обеспечивающих частоту свободных колебаний передней части автомобиля; существенное снижение величины сухого трения этой подвески, в том числе за счет изменения конструкции упругого элемента, например применения торсиона; установка амортизатора с характеристиками, обеспечивающими лучшее гашение колебаний; изменение параметров вторичного подрессоривания с выведением частоты собственных колебаний кабины за пределы диапазона 3 Гц и обеспечение более эффективной работы ее амортизатора. Так, в качестве альтернативы может быть рассмотрен вариант системы подрессоривания кабины, не имеющей упругого элемента. Такое решение не только снизило бы вибронагруженность кабины, но и упростило бы конструкцию самой системы ее подрессоривания; использование в подвеске сиденья более мощного амортизатора с соответствующим изменением жесткости упругого элемента.

Результаты стендовых испытаний были использованы на третьем этапе экспериментальных исследований автомобиля КамАЗ-43101 — при дорожных испытаниях на участках с периодическим воздействием и на дорогах со случайным микропрофилем.

Этот этап подтвердил полученные в ходе теоретических исследований выводы о том, что наиболее эффективным средством повышения плавности хода автомобиля является совершенствование конструкции первичной системы подрессоривания, направленное, в первую очередь, на снижение частоты собственных колебаний автомобиля, существенное уменьшение величины сухого трения в упругом элементе подвески, рациональный выбор параметров амортизатора и разнесение частот собственных колебаний несущей системы и кабины.

Так, в ходе третьего этапа установлено, что при блокировании упругого элемента сиденья уровень виброускорений на последнем при движении по асфальтированному шоссе, в том числе на участках с сильно изношенным покрытием, практически не изменяется, а на участках с булыжным покрытием он оказался даже ниже на 5—6 % при одновременном уменьшении вертикальных перемещений сиденья, что снижало утомляемость водителя и обеспечивало большую уверенность управления автомобилем (колебания водителя совершались только на подушке сиденья). В случае блокирования рессор кабины ускорения на раме при движении по асфальтированному шоссе снизились с 1,8 до 1,4 м/с^2, т. е. на 22 %, кабины и сиденья — соответственно на 8 и 12 %. На изношенном асфальтовом покрытии блокирование перечисленных элементов к каким-либо существенным отличиям виброускорений не приводит; на крупнобулыжных участках отмечены меньшие ускорения кабины (на 12 %) и сиденья (7 %).

При одновременно заблокированных подвесках кабины и сиденья ускорения на дорогах всех типов становятся несколько выше, чем в случае заблокированной подвески кабины, но они ниже, чем в штатном состоянии.

В результате, в большинстве случаев к наиболее предпочтительным вариантам состояния систем вторичного подрессоривания может быть отнесен вариант с заблокированной системой подрессоривания кабины, когда и рама, и кабина совершают колебания совместно, по одному закону, не вызывая неблагоприятных воздействий друг на друга.

Такой вывод сделан исключительно по той конструкции системы подрессоривания, которая фактически реализована на автомобиле КамАЗ-43101, причем полученные результаты дорожных испытаний и на стенде с беговыми барабанами хорошо согласуются.

В рамках экспериментальных исследований оценено также и влияние давления воздуха в шинах на уровень ускорений в исследуемых точках. В итоге установлено, что уменьшение давления в шинах от номинального (0,32 МПа) до 0,22 МПа снижает ускорения на 8—10 %. При этом закономерность распределения ускорений остается той же: наибольшие их значения наблюдаются на полу кабины, наименьшие — на раме, а на рабочем месте водителя ускорения имеют промежуточное значение.

Что же касается жесткости рессор в вариантах, представленных на рис. 1 и 2, ее ослабление путем удаления одного листа снижает ускорения на 10—12 %, а двух листов — на 15 %.

Таким образом, наиболее эффективное средство повышения плавности хода автомобилей многоцелевого назначения — оптимизация характеристик первичной системы подрессоривания по длине рессоры, ее жесткости и ходу подвески, а совершенствование вторичной системы подрессоривания может рассматриваться как второй этап доводочных работ. Но если плавность хода нужно повысить значительно (например, в 1,5—2 раза), то необходимы другие типы упругих элементов, имеющих минимальное значение величины сухого трения. Это прежде всего пружинные, торсионные и пневмогидравлические подвески. Что подтверждает такой факт: виброускорения на рабочем месте водителя автомобиля УАЗ-2966, имеющего пружинную переднюю подвеску и заднюю малолистовую рессору, по сравнению с виброускорениями на автомобиле УАЗ-3151 ниже в 1,5—2 раза.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.113/.115.62-752.2

ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫЙ ДЕМПФЕР КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Канд. техн. наук Б.М. ТВЕРСКОВ

Курганский ГУ

Применяемые на автомобилях упругофрикционные демпферы крутильных колебаний имеют, как известно, большую окружную жесткость и в связи с этим очень небольшие (от 2 до 5°, а на тягачах КЗКТ — 1,7°) углы поворота до соприкосновения витков их тангенциальных пружин. Однако чем выше жесткость демпфера, тем больше собственная частота колебаний трансмиссии и амплитуды колебания передаваемого ею крутящего момента. Поэтому во многих случаях оказывается, что собственная частота элементов конструкции трансмиссии находится в пределах частот вращения коленчатого вала двигателя и, следовательно, при передаче крутящего момента возможны резонансы колебаний, которые серийный упругофрикционный демпфер способен погасить лишь частично. Типичный тому пример — тяжелые тягачи КЗКТ, у которых между двигателем и гидротрансформатором устанавливается (рис. 1) согласующий редуктор. Поэтому, например, при пуске двигателя такого АТС валы и шестерни согласующего редуктора *6*, а также карданный вал *7* и насосное колесо гидротрансформатора *8* вращаются одновременно с коленчатым валом *1* и подвергаются очень большим динамическим нагрузкам. Результат — откручивание гаек крепления, поломки карданного вала и других деталей дотрансформаторной зоны, повышенный износ зубьев шестерен согласующего редуктора.

Чтобы найти способ повышения надежности элементов дотрансформаторной зоны трансмиссии тягачей КЗКТ, автор провел специальное исследование, в ходе которого установил, что с уменьшением диаметра торсиона, соединяющего двигатель и согласующий редуктор, размахи (амплитуда) колебаний крутящего момента в дотрансформаторной зоне трансмиссии заметно снижаются. В таблице приведены величины размахов колебаний (Н · м) в трансмиссии двухосного тягача КЗКТ-538 с торсионами различных диаметров. При всех других режимах испытаний результаты аналогичны. Из нее следует: уменьшив жесткость демпфера, можно значительно снизить динамические нагрузки в дотрансформаторной зоне трансмиссии.

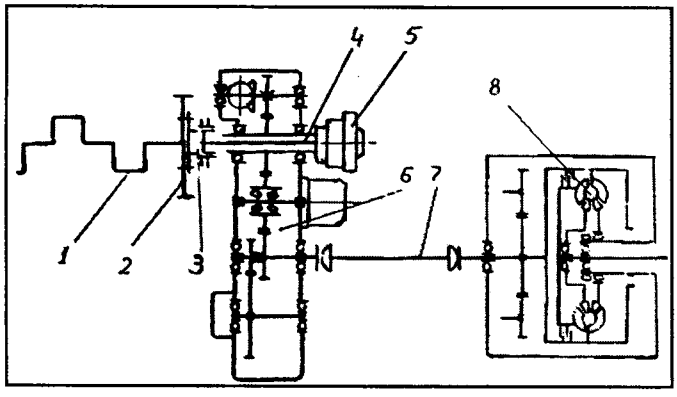


Рис. 1. Схема дотрансформаторной зоны трансмиссии четырехосного тягача КЗКТ-7428:
1 — коленчатый вал; *2* — маховик; *3* — муфта отключения трансмиссии; *4* — торсион; *5* — демпфер; *6* — согласующий редуктор; *7* — карданный вал; *8* — гидротрансформатор

Режим	Амплитуды колебаний крутящего момента, Н · м, при установке торсиона диаметром, мм		
	28	32	35
Пуск двигателя (положительные амплитуды)	1000	1200	1300
Увеличение частоты вращения коленчатого вала после пуска двигателя	2200	2400	2600
Стоповый режим	140	160	175
Интенсивный разгон на передачах:			
I	1300	1550	1700
II	200	300	350
III	200	250	300
Блокирование гидротрансформатора	150	200	250
Резкое торможение тягача	2200	2350	2500
Останов двигателя	с −2300 до −700	с −2600 до −900	с −2850 до −900

С этой целью в качестве упругого элемента демпфера предлагается использовать не тангенциальную, как в серийных демпферах, а спиральную пружину, способную закручиваться почти на половину оборота, т. е. на угол, который в 50—100 раз больше угла закрутки в обычном демпфере. Соответственно меньше будет его демпфирующая жесткость. Как это скажется на собственной частоте колебаний при первом приближении, можно определить по известной формуле $\omega = \sqrt{\frac{c}{M}}$, в которой c — крутильная жесткость, M — масса деталей системы: при уменьшении жесткости трансмиссии в 50 раз угловая частота собственных ее колебаний станет меньше в 7 раз. То есть если на тягаче КЗКТ-538 резонансы в дотрансформаторной зоне возникают при частотах вращения коленчатого вала, равных 1350 и 1950 мин$^{-1}$, то в случае демпфера со спиральной пружиной они могут появляться при 192 и 278 мин$^{-1}$, что заведомо ниже рабочих частот вращения коленчатого вала двигателя. Меньше, очевидно, будет и амплитуда колебаний момента деталей дотрансформаторной зоны (при пуске двигателя с серийным демпфером она в 2—3 раза превышает максимальный момент двигателя), а также на рабочих режимах двигателя (при отсутствии резонанса она равна ~0,1 максимального крутящего момента).

Известно, что амплитуда колебаний крутящего момента в трансмиссии зависит от угловой неравномерности вращения коленчатого вала (произведение крутильной жесткости трансмиссии на угол неравномерности). Значит, уменьшив крутильную жесткость, конструктор тем самым снижает амплитуду колебаний (если, конечно, не наступает резонанс).

Конструктивная схема демпфера малой жесткости приведена на рис. 2. Как из него видно, основными элементами демпфера являются плоская спиральная

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

пружина *2* и гидравлический гаситель (муфта) колебаний, состоящий из лопастей *4* и корпуса *5*, а также торсион *1*.

С точки зрения изготовления новый демпфер особых сложностей не представляет. Так, спиральная пружина выполняется из ленты прямоугольного сечения. Ее внутренний конец отгибается на 90° и плотно, с помощью пресса, вводится в паз (рис. 3) на ступице. Первый внутренний виток удерживается, кроме того, скосами, выполненными на ленте с обеих ее сторон. К скосу одной стороны гайкой поджимается шайба с конусной полкой, а скос другой стороны прижимается к конусной поверхности на ступице (поз. *7* на рис. 2). Наружный конец ленты менее нагружен, поэтому крепится болтом *4* к барабану *6*.

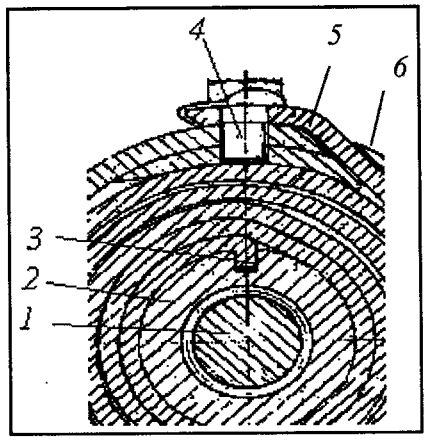


Рис. 3. Крепление ленты демпфера:
1 — торсион; *2* — ступица; *3* — отогнутый конец пружины; *4* — болт крепления наружного конца пружины; *5* — последний виток; *6* — барабан

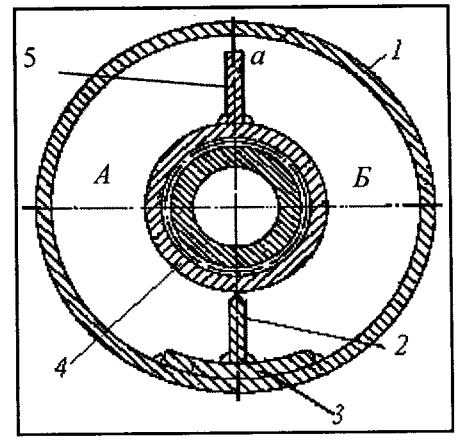


Рис. 4. Гидравлическое гасящее устройство:
1 — корпус; *2* и *5* — лопасти; *3* — пластина; *4* — ступица

Пружина ставится так, чтобы она закручивалась в направлении действия крутящего момента двигателя. При больших отрицательных моментах наружный ее виток прижимается к барабану.

Для гашения колебаний в демпфере предусмотрено специальное гидравлическое устройство, которое всегда гасит колебания более эффективно, чем гаситель с сухим трением. К примеру, устанавливаемый в трансмиссии гидротрансформатор устраняет крутильные колебания, идущие из дотрансформаторной зоны, практически полностью.

Это устройство состоит (рис. 4) из корпуса *1*, ступицы *4* и двух лопастей, одна из которых (*2*) приварена к корпусу *1*, а вторая (*5*) — к ступице демпфера. Нейтральное их положение диаметрально противоположно.

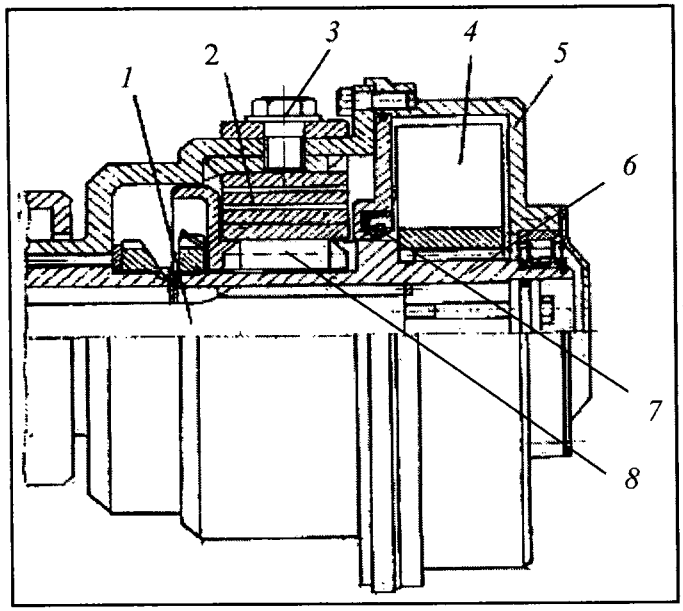


Рис. 2. Гидравлический демпфер со спиральной пружиной:
1 — торсион; *2* — спиральная пружина; *3* — болт крепления внешнего конца пружины; *4* — лопасть гидравлического гасителя колебаний; *5* — корпус гидравлической муфты; *6* — ступица; *7* — манжета; *8* — конусный скос на ступице

Корпус устройства заполнен маслом. При работе двигателя лопасти вместе с деталями, к которым они приварены, могут смещаться относительно друг друга на тот угол, который им позволяет пружина, т. е. равный почти половине оборота. При этом давление в одной (*А* или *Б*) из них повышается, и масло через щель *а* между корпусом и лопастью начинает вытекать во вторую (*Б* или *А*) лопасть. Но поскольку щель невелика, то создается гидравлическое сопротивление, за счет которого и происходит гашение колебаний.

В конце поворота щель закрывается пластиной *3*, что не исключает взаимных ударов лопастей, а также резкого нагружения точек крепления спиральной пружины.

Сопротивление устройства можно регулировать, изменяя размеры щели и вязкость масла.

При работающем двигателе масло в демпфере под действием центробежных сил располагается у стенки корпуса, освобождая центральную часть, где находится уплотнение. То есть на уплотнение давление не действует — его там просто нет. Однако при значительных колебаниях крутящего момента и смещении лопастей масло все-таки будет попадать и на уплотнение. При этом чтобы резиновая манжета не отжималась, она поддерживается кольцевой выточкой клинообразной формы, сделанной в стенке (см. рис. 2). Кстати, именно такое решение используется в гидроусилителях рулей автомобилей ЗИЛ, КамАЗ и др., где давление масла достигает 10 МПа (100 кгс/см^2).

Если резонансы колебаний отсутствуют или колебания незначительны, гидравлическое устройство может не потребоваться. Его достоинство: так как сил, препятствующих повороту лопастей здесь нет, угол закрутки пружины может быть значительно больше половины оборота.

При закручивании положение оси спиральной пружины не постоянно: она будет смещаться, если свободна, или на деталь, к которой крепится внутренний конец пружины (в данном случае ступица), будет действовать радиальное усилие. Поэтому ступица в корпусе гидравлического устройства фиксируется подшипником качения. Если же такого устройства нет (рис. 5), то ступица фиксируется направляющей втулкой *1*.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

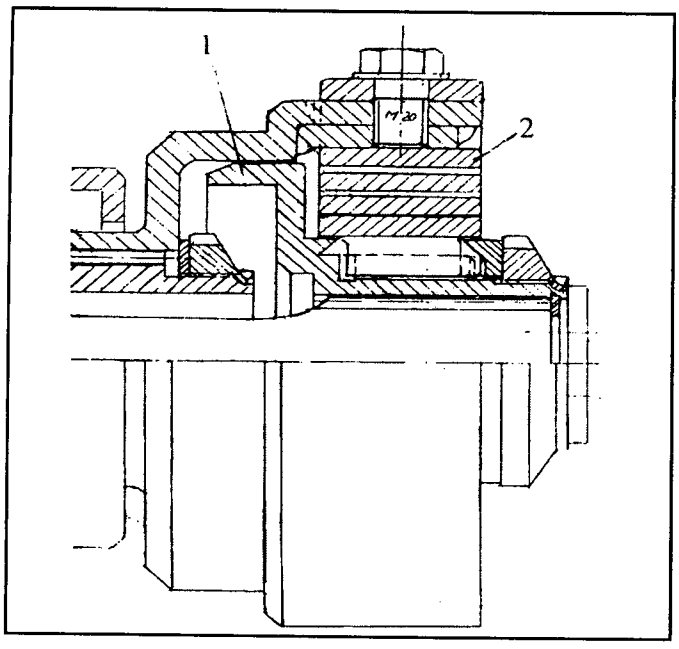


Рис. 5. Демпфер без гидравлического гасящего устройства: 1 — направляющая втулка; 2 — спиральная пружина

Максимальный крутящий момент, передаваемый спиральной пружиной *2*, определяется по формуле $M_{max} = \frac{\pi E b S^3 n_{p\,max}}{6L}$, где E — модуль упругости (для стали — $2{,}1 \cdot 10^5$ 6/мм^2), b — ширина ленты-пружины, S — ее толщина; $n_{p\,max}$ — расчетное число витков пружины; L — длина развернутой пружины. В опытном образце демпфера $b = 60$ мм; $S = 8$ мм; $n_{p\,max} = 2$; $L = 1300$ мм (с закрепленным первым витком и заделкой — 1714 мм). Отсюда $M_{max} = 5190$ Н · м (529 кгс · м). Тогда напряжения при изгибе ленты (определяются по формуле $\sigma_{из\,max} = \frac{M_{max}}{rbS^2}$, где $r = 46{,}5$ мм — радиус ступицы, на которую ставится пружина) составят 231,84 Н/мм^2 (236 кгс/мм^2), т. е. они меньше допускаемых $\sigma_{из\,max} = 400$—687 Н/мм^2 (50—70 кгс/мм^2) как минимум вдвое.

Таким образом, из расчета следует, что спиральная пружина, содержащая два рабочих витка при толщине ленты 8 мм, ширине 60 мм, рабочей длине 1,3 м может передать крутящий момент, равный 5,19 кН · м (530 кгс · м), что почти в 2 раза превышает момент 2,94 кН · м (300 кгс · м) при пуске двигателя.

Для гашения колебаний при резонансе в демпферах устанавливают элемент трения. Величина создаваемого им момента трения находится обычно в пределах 15—20 % максимального момента двигателя. Значит, чтобы выполнить это требование, момент сопротивления, создаваемый в гидравлической системе, должен составлять ~510 Н · м (50 кгс · м) Следовательно, если принять радиус, на котором располагается равнодействующая давления масла, равным 10 см, то сила сопротивления будет 5,1 кН (500 кгс). Площадь лопасти, на которую действует давление масла в опытном образце демпфера, — 30 см^2. Следовательно, давление масла на лопасть должно быть 1,75 МПа (17,5 кгс/см^2).

Допустим, далее, что при пуске двигателя соединенная с коленчатым валом ступица демпфера с приваренной к ней лопастью за 0,1 с повернется на четверть оборота, вытеснив 300 см^3 масла при давлении 1,75 МПа. Тогда необходимая для этого площадь f щели может быть определена из формулы $Q = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta pg}{\gamma}}$, где $Q = 3000$ см^3/с — секундный расход масла; $\mu = 0{,}62$ — коэффициент расхода; $\Delta p = 1{,}75$ МПа (17,5 кгс/см^2) — перепад давления; g — ускорение свободного падения; $\gamma = 8 \cdot 10^{-4}$ кг/м^3 — плотность масла. Отсюда $f = 1{,}5$ см^2.

Итак, резкое уменьшение жесткости установленного за двигателем демпфера является радикальным и, видимо, единственным средством снижения колебаний передаваемого трансмиссией крутящего момента. Снижения, которое невозможно получить с демпферами традиционных конструкций, угол смещения деталей которых до полного сжатия пружин, как правило, не превышает 5—6°.

УДК 689.113.3

Температурные режимы опытных и серийных шин полноприводных автомобилей КамАЗ и "Урал"

С.В. БУГАЕВ, канд. техн. наук В.А. НОВИКОВ, М.Ю. КОНЬКОВ

Рязанский ВАИ имени В.П. Дубынина, 21 НИИИ МО РФ

В настоящее время отечественные производители выпускают шины, которые, к сожалению, по ряду параметров уступают лучшим зарубежным аналогам. В том числе и те, что предназначены для военной автомобильной техники. И один из таких параметров — теплообразование в шинах: оно у отечественных довольно высокое. Что отрицательно сказывается на прочности и сроке службы шин, безопасности движения, расходе топлива и т. д. Этот параметр напрямую влияет на заметность ВАТ в инфракрасном диапазоне излучения. Из-за чего в последнее время специалисты начали уделять данной проблеме очень пристальное внимание. И, надо сказать, не без успеха. Например, уже изготовлены опытные образцы шин для основных армейских АТС — КамАЗ и "Урал", которые должны иметь, по расчетам, улучшенные, по сравнению с серийными шинами, характеристики — пониженное теплообразование и, как следствие, более низкий коэффициент сопротивления качению и меньшую заметность в инфракрасном диапазоне излучения.

Однако результаты расчетов не всегда совпадают с результатами натурных испытаний. Поэтому в 21 НИИИ и Рязанском ВАИ провели именно натурные испытания новых шин. Причем не традиционным методом,

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

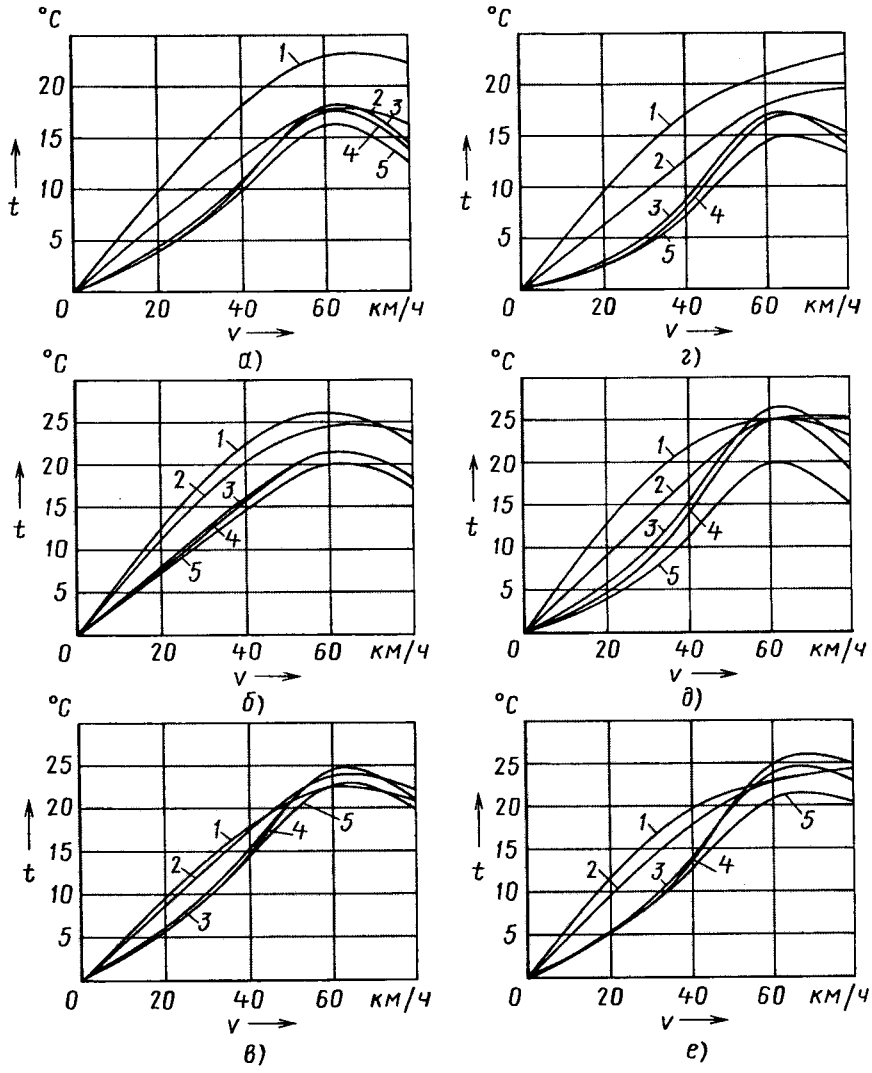


Рис. 1. Зависимость средней температуры опытных (а, б, в) и серийных (г, д, е) шин от скорости движения автомобиля по асфальтобетонной дороге:
1 — центр беговой дорожки; *2* — плечевая зона беговой дорожки; *3* — центр боковины; *4* — посадочное кольцо; *5* — плечевая зона боковины

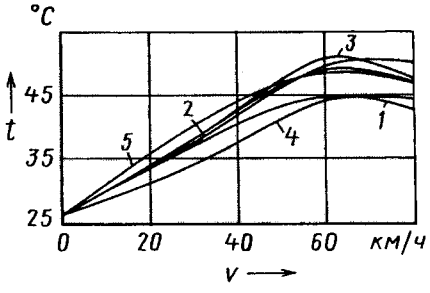


Рис. 2. Зависимость изменения средней температуры шины от скорости движения автомобиля по асфальтобетонной дороге. Обозначения кривых те же, что и на рис. 1

когда температурный режим их работы измеряется при "движении" автомобиля на беговых барабанах, а в качестве датчиков используются термопары, которые не дают полной картины температурного поля шины, а по совершенно новой методике, с использованием тепловизора TH7102WX. И не на беговых барабанах, а на реальных дорогах. (В рассматриваемом случае — на дорогах с сухим асфальтобетонным покрытием и при движении по песку.) Кроме того, с помощью традиционной игольчатой термопары дополнительно фиксировались температуры в центре и плечевой зоне беговой дорожки шины, на границе брекера и протектора.

Результаты испытаний приведены на рис. 1. Из него видно, что при движении по сухому асфальту наибольшие значения температуры почти у всех моделей шин и на всех скоростях движения соответствуют зонам беговой дорожки. Исключение составляют лишь шины "Кама-430" и НР-56, но только при скорости 60 км/ч. Что, вероятно, обусловлено более низким давлением в них в "холодном" состоянии и, как следствие, иным, по сравнению с остальными испытуемыми шинами, характером деформаций. В частности — бóльшими значениями радиальной деформации в области боковин.

Однако при движении по песку с минимально допустимым давлением воздуха в шинах картина совершенно другая: соотношение температур между зонами изменяется так, что при скорости 30 км/ч менее всего нагреваются беговые дорожки, а сильнее всего — центр боковины и посадочное кольцо. Очевидно, что данный характер изменений вызван сменой напряженно-деформируемого состояния шины.

На рис. 2 показаны установившиеся температуры всей поверхности шины и их зависимость от скорости движения автомобиля по асфальтобетонной дороге при температуре окружающего воздуха 299,5 К (29,5 °С). Эти же данные приведены и в таблице.

Как видим, при скорости 40 км/ч температуры опытных шин выше, а при 60 и 80 км/ч — ниже, чем у серийных. Исключение составляет шина О-184 при 60 км/ч. Причина — конструкционные отличия шин и разница в рецептуре материалов, из которых они изготовлены.

Таким образом, эксперименты показали, что опытные шины на небольших скоростях движения нагреваются сильнее серийных. А это выгодно: более высокие температуры положительно влияют на сопротивление качению (уменьшают его ко-

Сравниваемые шины		Разница средних температур опытной и серийной шин, %, на скорости, км/ч		
серийная	опытная	40	60	80
"Кама-1260"	О-184	−25,7	−5,1	9,1
ИД-П284	"Кама-429"	−9,9	6,6	2,9
НР-56	"Кама-430"	−13,8	3,9	12,8

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

эффициент). На более же высоких скоростях их нагрев меньше, что благоприятно сказывается на сроке службы шин и дает возможность повысить верхний предел допускаемой скорости движения.

Кроме того, из рис. 1 и 2 следует, что максимальные значения температур на поверхности шин соответствуют скоростям движения, равным ~60 км/ч, что, по мнению авторов, обусловлено следующим соотношением, характеризующим температуру на поверхности шины: $\frac{\alpha_{40}}{f_{40}} > \frac{\alpha_{60}}{f_{60}} < \frac{\alpha_{80}}{f_{80}}$. (Здесь α и f — соответственно коэффициенты теплоотдачи и сопротивления качению при скоростях 40, 60 и 80 км/ч.) Это соотношение говорит о том, что на скоростях, превышающих 60 км/ч, коэффициент α растет быстрее коэффициента f.

Проведенные испытания позволили, таким образом, не только сравнить опытные и серийные шины по степени их нагрева при движении АТС, но и внести поправки в результаты, получаемые на беговых барабанах. Другими словами, получить поправочные коэффициенты для расчетных формул, используемых при традиционном (на беговых барабанах) методе испытаний шин на их нагрев в движении.

УДК 629.1.036

Моменты сил в пятне контакта управляемого колеса с опорной поверхностью при различных режимах движения автомобиля

Канд. техн. наук Е.В. БАЛАКИНА

Волгоградский ГТУ

Устойчивость и управляемость двухосного автомобиля, как известно, во многом зависят от колебаний его управляемых колес в процессе их качения, а сами колебания определяются моментами сил в пятне контакта колеса с дорогой, т. е. реакциями опорной поверхности и плечами их действия относительно осей поворота колес.

Теория данного вопроса разработана К.С. Колесниковым, опубликована еще в 1955 г. и до сих пор не претерпела изменений. Однако изменились, причем существенно, конструктивные параметры элементов шасси автомобилей. Поэтому приводимые ниже значения моментов сил в пятне контакта именно современного автомобиля на различных режимах его движения и с учетом точек приложения реакций опорной поверхности должны, по мнению автора, представлять практический интерес для специалистов, занимающихся данной проблемой. Уже хотя бы потому, что анализ величин этих моментов позволяет глубже понять суть явлений, происходящих в пятне контакта эластичного колеса с опорной поверхностью на различных режимах движения автомобиля, особенности его поведения в той или иной дорожной ситуации и, в конечном итоге, грамотно прогно-

Таблица 1

№	Момент: обозначение	Момент: чем вызван	Момент: условия существования
1	M_{x_1}	Продольной реакцией опорной поверхности	Продольная реакция и плечо обкатки не равны нулю
2	M_{x_2}	Сносом продольной реакции опорной поверхности	Продольная реакция опорной поверхности и ее снос не равны нулю
3	M_{y_1}	Боковой реакцией опорной поверхности	Боковая реакция опорной поверхности и угол наклона оси шкворня в продольной вертикальной плоскости не равны нулю
4	M_{y_2}	Сносом боковой реакции опорной поверхности	Боковая реакция опорной поверхности и ее снос не равны нулю
5	M_z	Дополнительной нормальной реакцией опорной поверхности, обусловленной возмущающим воздействием неровностей	Наличие вертикальной неравномерности профиля дороги; угол наклона оси шкворня в продольной вертикальной плоскости и плечо обкатки не равны нулю
6	$M_{гир}$	Гироскопическим моментом от вращения колеса в двух плоскостях	Вращающееся колесо при движении автомобиля наклоняется вследствие кинематики направляющих элементов подвески или наклона оси шкворня в поперечной вертикальной плоскости
7	M_{p_x}	Продольной податливостью подвески	Наличие продольной податливости подвески, в результате чего при продольных относительных перемещениях кузова и колеса траектория движения внутреннего шарнира боковой тяги отклоняется в горизонтальной плоскости от параллельности продольной оси автомобиля
8	M_{p_z}	Вертикальной податливостью подвески	Наличие вертикальной податливости подвески, в результате чего при вертикальных колебаниях управляемых колес траектория движения внешнего шарнира боковой тяги отклоняется от вертикали
9	M_G	Моментом силы веса автомобиля, стабилизирующим управляемые колеса в плоскости, перпендикулярной оси шкворня	Углы поворота управляемых колес вокруг оси шкворня и наклона оси шкворня в поперечной вертикальной плоскости не равны нулю
10	M_e	Моментом от дисбаланса колеса	Дисбаланс колеса не равен нулю
11	$M_{вод}$	Моментом, создаваемым водителем для поворота управляемых колес	Угол поворота рулевого колеса не равен нулю

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

зировать (оценивать) его устойчивость и управляемость еще на стадии проектирования.

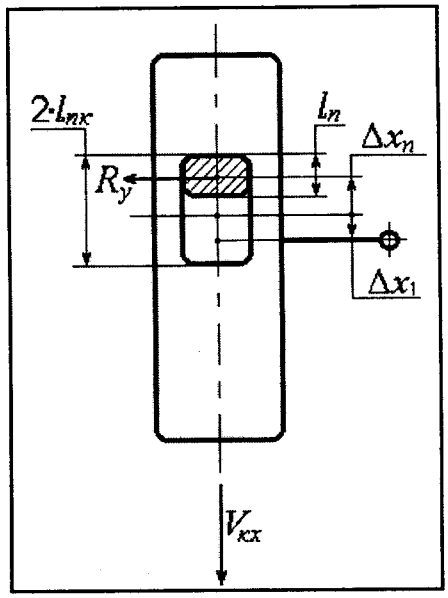
В пятне контакта, в принципе, могут действовать 11 (табл. 1) моментов, стремящихся повернуть управляемое колесо относительно оси действительного или мнимого шкворня в плоскости, перпендикулярной этой оси.

Как видно из таблицы, вошедшие в нее моменты обусловлены особенностями взаимодействия управляемых колес с опорной поверхностью, имеющей вертикальную, продольную и поперечную неравномерности, а также "микст"; кинематического взаимодействия вертикально- и продольно-податливой подвески с рулевым приводом; взаимодействия эластичного колеса с опорной поверхностью поворота управляемого колеса вокруг оси шкворня, целесообразно ориентированной в пространстве определенным образом; дисбалансом управляемых колес; гироскопическим эффектом, которым сопровождается наклон плоскости вращающегося колеса.

К сказанному необходимо добавить следующее: под термином "снос боковой и продольной реакций опорной поверхности" понимается снос нормальной, боковой и продольной реакций. При этом за продольное направление принимается то, которое совпадает с продольной осью автомобиля, а за поперечное — перпендикулярное ему. Снос же нормальной реакции происходит и в продольном, и в поперечном направлениях. При этом снос нормальной реакции в поперечном направлении (Δy) совпадает со сносом продольной реакции опорной поверхности. На недеформируемом грунте он представляет собой сумму элементарного поперечного проскальзывания $\Delta y_з$ части зон контакта шины с дорогой (вычисляется по рекомендациям Д.А. Антонова), сносов e_y продольной реакции от внешней боковой силы, Δe_θ продольной реакции от развала колеса и $\Delta_{\alpha p}$ продольной реакции от поворота управляемых колес вокруг оси шкворня, т. е. $\Delta y = \Delta y_з + e_y + \Delta e_\theta + e_{\alpha p}$. Входящие в уравнение компоненты подсчитываются по формулам $e_y = \frac{R_y}{C_{ш_y}}$, $e_{\alpha p} = \frac{R_{y_{\alpha p}}}{C_{ш_y}}$ и $\Delta e_\theta = \frac{R_{y_\theta}}{C_{ш_y}}$, в которых R_y — составляющая боковой реакции опорной поверхности от внешней боковой силы, воздействующая на соответствующее колесо; $R_{y_{\alpha p}}$ — боковая реакция опорной поверхности от развала колеса; R_{y_θ} — составляющая боковой реакции опорной поверхности от наклона плоскости колеса при его повороте вокруг оси шкворня; $C_{ш_y}$ — коэффициент боковой жесткости шины.

Из анализа составных частей приведенных выше уравнений следует, что при действии центробежной силы во время движения современных легковых автомобилей на поворотах дорог практически всех категорий и при перестановках величина Δe_θ в случае стандартного угла развала колес равна 5 %, а $e_{\alpha p}$ — 0—10 % от e_y. (Например, при угле развала 1° величина $e_{\alpha p}$ ~ 0,1 мм.) Поэтому можно считать, что $e_{\alpha p}$ и Δe_θ не оказывают существенного влияния на снос продольной реакции опорной поверхности и ими можно пренебречь. То есть при расчетах допустима формула $\Delta y \approx 1{,}25\frac{R_y}{C_{ш_y}}$.

Снос Δx нормальной реакции опорной поверхности в продольном направлении вызван перераспределением нормальных давлений в пятне контакта при упругом смещении проекции оси колеса от центра контактной площадки. По его величине и направлению существуют противоречивые литературные данные. Тем не менее известно, что он не влияет ни на увод, ни на самоповорот колеса, поскольку не является плечом силы R_z при повороте колеса вокруг оси шкворня. Поэтому при решении задач устойчивости и управляемости автомобиля его тоже можно не учитывать. Но здесь не следует отождествлять продольный снос Δx нормальной реакции с продольным же сносом Δx_1 боковой реакции опорной поверхности, хотя лежат они на одной линии. Дело в



том, что Δx_1 вызван продольной деформацией шины при воздействии продольных нагрузок, а в случае тормозного режима (коэффициент продольного скольжения колеса $S_x = 0 \div 1$) — еще и смещением назад участка трения покоя в пятне контакта. И последнее необходимо принимать во внимание, так как боковая реакция опорной поверхности воспринимается только участком покоя в пятне контакта, а в режиме торможения этот участок расположен позади участка скольжения в пятне контакта.

Схема образования сноса боковой реакции опорной поверхности при торможении автомобиля показана на рисунке. На нем Δx_1 — снос боковой реакции R_y по причине продольной деформации шины, ограниченной условиями сцепления ($\Delta x_1 = \frac{R_x}{C_{ш_x}}$, где R_x — продольная реакция опорной поверхности; $C_{ш_x}$ — продольная жесткость шины), $\Delta x_п$ — снос боковой реакции R_y из-за уменьшения участка покоя в пятне контакта при торможении. Доля этого уменьшения составляет $(1 - S_x)$ %, а доля участка скольжения — S_x %. Если $l_{пк}$ — половина длины пятна контакта, а $l_п$ — длина участка покоя в пятне контакта, то $l_п = 2l_{пк}(1 - S_x)$ и $\Delta x_п = l_{пк} - \frac{l_п}{2} = l_{пк} - l_{пк}(1 - S_x) = l_{пк}S_x$.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Очевидно: если $S_к = 0$, то и $\Delta x_п = 0$, а если $S_x \to 1$, то $\Delta x_п \to l_{пк}$. То есть $0 \leqslant \Delta x_п < l_{пк}$.

Теперь о моментах.

Момент M_e (см. табл. 1) из-за его явной малости рассматривать смысла нет. Влияние же продольной и вертикальной податливостей подвески на самоповорот управляемого колеса удобнее оценивать не моментами M_{p_x} и M_{p_z}, возмущающими управляемое колесо в плоскости, перпендикулярной оси его шкворня, а через кинематические соотношения, которыми вертикальное и продольное расположения колеса относительно кузова однозначно связаны с углом его самоповорота.

Посмотрим, что получается при таком подходе на примере пятидверного хэтчбека с колесной формулой 4×2 на шинах "Клебер 185/70 R14 88 T Дайнексер HP2".

Как видно из табл. 2, где приведены максимальные значения моментов в пятне контакта при равномерном движении автомобиля по сухому асфальтобетону со скоростью 20 м/с (72 км/ч) и отсутствии боковой силы, моменты M_{y_1} и M_{y_2} из-за отсутствия боковой силы равны нулю, как и момент $M_{x_2} = 0$ по причине равенства нулю сноса продольной реакции опорной поверхности, поскольку без боковой силы нет и боковой деформации шины. Момент M_{x_1} незначителен по величине, так как режим движения равномерный и продольная реакция опорной поверхности обусловлена только сопротивлением качению и продольным возмущающим воздействием неровностей дороги. Моменты же M_z и M_G существенно больше M_{x_1}, но по абсолютному значению они невелики.

Картина меняется (см. табл. 2), если появляется боковая сила (движение на повороте): возникает момент M_{y_1}, равный произведению этой силы на плечо $R_o \sin\gamma_ш$. Но момента M_{y_2} по-прежнему практически нет: боковая сила есть, но нет плеча — сноса боковой реакции опорной поверхности (оно может появиться только при торможении). В результате величина момента M_{x_1} остается прежней, а M_{x_2} появляется по причине неравенства нулю сноса продольной реакции опорной поверхности, обусловленного боковой деформацией шины под воздействием боковой силы. При этом момент M_z остался прежним, т. е. соответствующим прямолинейному равномерному движению АТС.

Режим торможения картину меняет (см. табл. 2). Момент M_{x_1} становится преобладающим, поскольку резко возрастает продольная реакция R_x опорной поверхности. При этом момент M_{x_2} (от сноса продольной реакции опорной поверхности) из-за малости плеча силы R_x, т. е. сноса продольной реакции опорной поверхности, зависящей от боковой деформации шины, невелик. Боковая деформация шины незначительна, так как боковая сила небольшая, появляющаяся от разворачивающего момента при торможении на "микст". Вследствие малости боковой силы момент M_{y_1} не превышает 1 Н · м. Правда, момент M_{y_2} несколько больше M_{y_1}, потому что он хотя и образуется от той же боковой силы, но на несколько большем плече: в режиме торможения начинается снос боковой реакции опорной поверхности при смещении участка покоя в сторону задней части пятна контакта.

Таблица 2

Момент	Значение, Н · м, момента при условиях			
	движение — равномерное; опорная поверхность — сухой асфальтобетон; $P_y = 0$; $v_a = 20$ м/с (72 км/ч)	движение — равномерное; опорная поверхность — сухой асфальтобетон; $P_y = 0{,}2P_z$; $v_a = 20$ м/с (72 км/ч)	торможение на "микст"; стык мокрого и сухого асфальтобетона; $v_a = 10$ м/с (36 км/ч)	торможение на сухом асфальтобетоне в режиме поворота радиусом 35 м; $v_a = 20$ м/с (72 км/ч)
M_{x_1}	0,6	0,7	45,5	55,6
M_{x_2}	0,0	0,6	2,6	200,4
M_{y_1}	0,0	7,3	0,7	42,0
M_{y_2}	0,0	0,0	1,6	194,0
M_z	2,4	2,4	0,7	2,8
$M_{гир}$	0,0	0,0	0,4	7,7
M_G	0,4	0,6	0,4	4,4

Значения максимальных моментов в пятне контакта при торможении автомобиля на сухом асфальтобетоне радиусом поворота 35 м с начальной скорости 20 м/с (72 км/ч) приведены также в табл. 2. Из нее следует, что $M_{x_2} > M_{x_1}$, несмотря на то, что они от одной и той же силы R_x. Причина очевидна: плечо обкатки рассматриваемого автомобиля близко к нулю, а момент M_{x_2} имеет плечо — снос продольной реакции опорной поверхности, зависящий от боковой деформации шины. То есть деформация шины здесь весьма существенна, так как боковая сила — большая, близкая к 100 % силы веса автомобиля. Существенны по величине и моменты M_{y_1} и M_{y_2}. Они от одной и той же силы R_y, но ее плечи — разные: момент M_{y_1} образуется на плече $R_o \sin\gamma_ш$, а M_{y_2} — на несколько большем плече, появившемся в режиме торможения сносе боковой реакции опорной поверхности при смещении участка покоя в сторону задней части пятна контакта и при продольной деформации шины.

Максимальные значения моментов существенно зависят от свойств опорной поверхности. Это хорошо видно из той же таблицы. Причина — разница реакций R_x при торможении одного и того же объекта на сухом асфальтобетоне и, например,

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Таблица 3

Момент	Нижняя граница		Верхняя граница	
	значение, % суммарной величины	условия появления этого значения	значение, % суммарной величины	условия появления этого значения
M_{x_1}	2—6	Равномерное движение	98	Торможение юзом без боковой силы
M_{x_2}	0	Движение без боковой силы	52—55	Торможение на сухом асфальтобетоне при наличии центробежной боковой силы с начальным значением $P_y \approx 0{,}8P_z$
M_{y_1}	0	То же	75—80	Равномерное движение на сухом асфальтобетоне при наличии постоянной боковой силы $P_y \approx 0{,}2P_z$; наличие угла наклона оси шкворня в продольной вертикальной плоскости ($\gamma_ш \approx 2°$)
M_{y_2}	0	"	50	Торможение на сухом асфальтобетоне при наличии центробежной боковой силы с начальным значением $P_y \approx 0{,}8P_z$, а также наличие угла наклона оси шкворня в продольной вертикальной плоскости ($\gamma_ш \approx 2°$)
M_z	0	Движение по дороге без неровностей	25—30	Равномерное движение по малоизношенному асфальтобетонному покрытию со скоростью v = 20—22 м/с (72—75 км/ч)
$M_{гир}$	0	Кинематика подвески исключает наклоны плоскости вращения колеса при наезде на неровность	2	Кинематика подвески не исключает наклоны плоскости вращения колеса при наезде на неровность
M_G	0	Отсутствие наклона оси шкворня в поперечной вертикальной плоскости	6 10	Прямолинейное движение; частота поворотов управляемых колес не превышает собственной частоты колебаний упругих элементов передней подвески $\beta_ш = 10°$ $\beta_ш = 15°$

"миксте". И только работающая АБС во втором случае обеспечивает выравнивание коэффициентов сцепления по "слабым" колесам бортов.

Весовой момент M_G во всех случаях невелик (не более 1 Н·м), поскольку у испытуемого объекта конус цапфы имеет небольшую площадь поверхности, обусловленную короткой цапфой и небольшим (10,5°) углом наклона оси шкворня в поперечной вертикальной плоскости.

При изменениях (в пределах ±10 % от номинальных) наиболее влияющих на устойчивость и управляемость автомобиля его конструктивных параметров картина процессов при одних и тех же режимах движения сохраняется, т. е. приоритеты в моментах примерно сохраняются. Могут лишь незначительно изменяться их величины, но не порядок их расстановки по убыванию и возрастанию.

Иллюстрирует сказанное табл. 3, в которой приведены значения моментов в пятне контакта эластичного колеса с дорогой при различных режимах движения.

И последнее. При оценке устойчивости движения автомобиля целесообразно исключить из рассмотрения момент $M_{гир}$ — за его малостью. Однако при анализе проблемы изнашивания шин и долговечности элементов подвески он нужен.

УДК 629.4.077

Расчетная оценка КПД дисковых тормозных механизмов с пневмоприводом

Канд. техн. наук Ю.А. ГОЛУБЕВ
КамАЗ, ИНЭКА

Многолетнее повсеместное применение барабанных тормозных механизмов с пневмоприводом на грузовых и других больших АТС не оставило без внимания расчетное определение значений их КПД. С дисковыми же тормозными механизмами с пневмоприводом (ДТМП) ситуация иная. Хотя изготовители грузовых автомобилей, магистральных тягачей и автомобилей-самосвалов все чаще переходят с тормозных механизмов барабанного типа на ДТМП, теория так пока и не предложила формул для расчета их КПД.

Автор сделал попытку восполнить данный пробел, для чего провел теоретические исследования применительно к ДТМП последнего поколения, для которых характерны наличие в разжимном механизме таких элементов, как разжимной рычаг, толкатель, ось, игольчатые подшипники или подшипники скольжения и достаточно высокие (более 0,9) значения КПД, малая инерционность и компактность конструкции.

При выводе расчетных формул он сделал следующие, не противоречащие теории исследований, допущения: КПД тормозного механизма равен КПД разжимного устройства, т. е. пренебрег работой сил трения во втулках крепления скобы, привода регулятора зазора и т. д.; принял, что результирующие силы S_1 и S_2 взаимодействия разжимного рычага с подшипниками приложены к рабочим поверхностям разжимного рычага и направлены в противоположную сторону движения этих рабочих поверхностей относительно друг друга; сила P действия штока тормозной камеры приложена к точке A относительного вращения разжимного рычага и штока тормозной камеры; точка относительного вращения разжимного рычага и штока

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

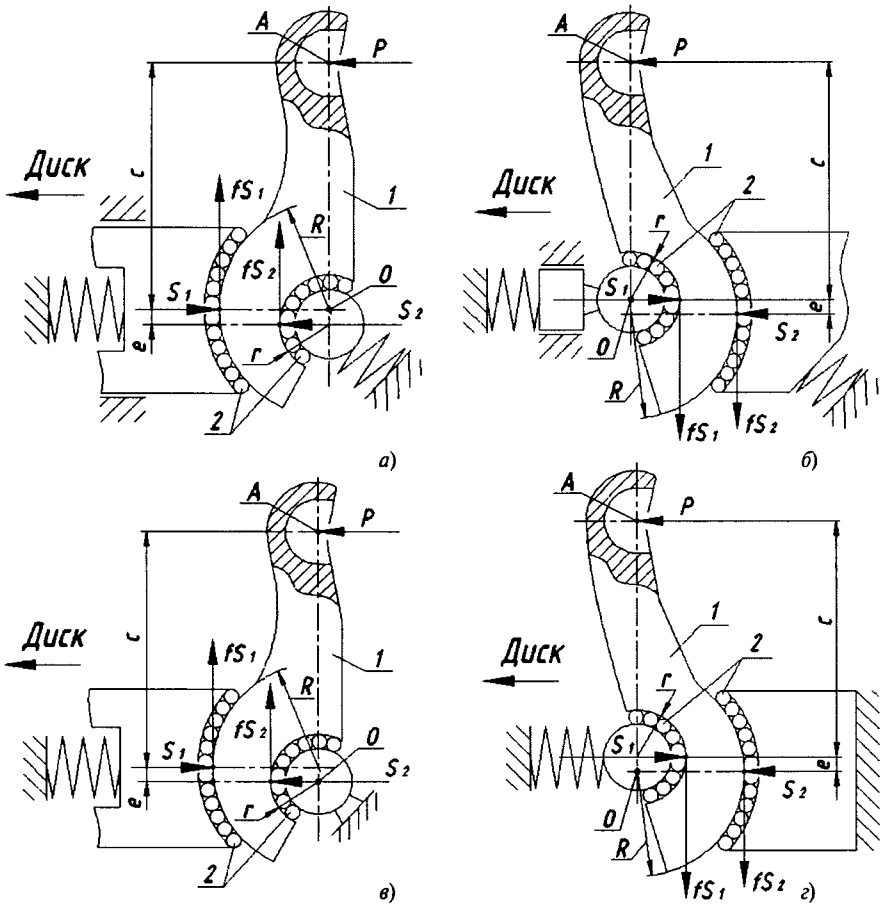


Рис. 1. Схемы разжимных механизмов дисковых тормозов с пневмоприводом:
1 — разжимной рычаг; *2* — подшипники

тормозной камеры, а также оси рабочих поверхностей разжимного рычага лежат в одной плоскости; расчет КПД ведется для положения разжимного механизма, при котором сила действия штока тормозной камеры перпендикулярна плечу разжимного рычага.

Эти допущения, очевидно, не противоречат не только теории, но и реальным конструкциям современных тормозных механизмов.

КПД, как известно, — отношение полезно использованной работы на преодоление технологических сопротивлений к затраченной работе, производимой движущей силой. В случае ДТМП с разжимным механизмом, выполненным по схеме, которая приведена на рис. 1, *а*, полезно использованная работа равна разности работ приводной силы и сил трения. Так что проблема сводится к определению этих работ. И при повороте разжимного рычага относительно точки *O* на угол $d\varphi$ полезно использованную работу дает формула № 1 (см. таблицу), а затраченную работу при повороте разжимного рычага относительно точки *O* на тот же угол $d\varphi$ — формула № 2. Уравнение же моментов относительно точки *A* имеет вид формулы № 3. Откуда величина S_2 определяется по формуле № 4.

Далее. Из уравнения равновесия разжимного рычага видно, что приводная сила *P* будет представлять собой разность между S_1 и S_2 (формула № 5). Тогда путем несложных математических преобразований можно получить окончательную формулу для расчета КПД с разжимным механизмом, выполненным по схеме рис. 1, *а* (формула № 6).

С помощью таких же рассуждений и операций получаются и формулы для определения КПД дисковых тормозных механизмов, выполненных по схемам, показанным на рис. 1, *б* (формула № 7), рис 1, *в* (формула № 8) и рис. 1, *г* (формула № 9).

На рис. 2 приведены результаты расчета КПД этих механизмов: $f = 0{,}008 = \text{const}$; $e = 5$ мм $= \text{const}$; $r = 17{,}5$ мм $= \text{const}$; $c = 76$ мм $=$ $= \text{const}$ и $R = \text{var}$, соответствующие серийному дисковому тормозному механизму размерностью 22,5", выпускаемому фирмой "Халдекс". На рис. 3 — при тех же значениях *f*, *e* и *c*, $R = 30$ мм $= \text{const}$ и $r = \text{var}$, а на рис. 4 — при тех же *e*, *R* и *c*, $r =$ 17,5 мм, а $f = \text{var}$.

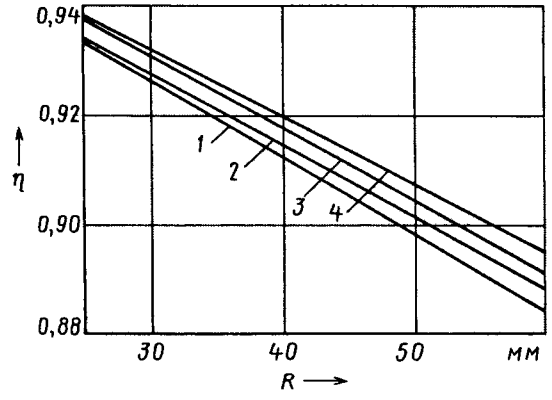


Рис. 2. Зависимость КПД дисковых тормозных механизмов с пневмоприводом от радиуса R разжимного рычага и схемы их исполнения:
1 — $\eta_{1,а}$; *2* — $\eta_{1,б}$; *3* — $\eta_{1,в}$; *4* — $\eta_{1,г}$

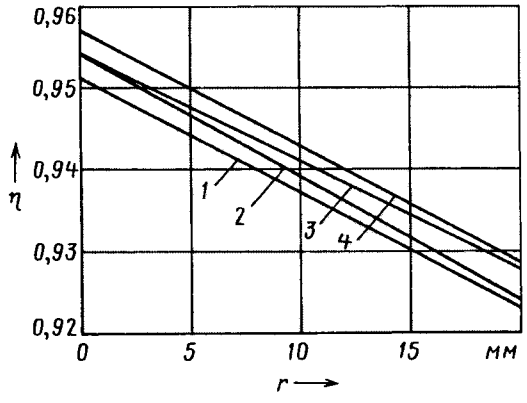


Рис. 3. Зависимость КПД дисковых тормозных механизмов с пневмоприводом от радиуса r разжимного рычага и схемы их исполнения:
1 — $\eta_{1,а}$; *2* — $\eta_{1,б}$; *3* — $\eta_{1,в}$; *4* — $\eta_{1,г}$

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Эти зависимости позволяют оценить рациональность различных схем разжимных механизмов ДТМП, их КПД, а также характер и степень влияния параметров R, r, f. В частности, из них видно, что самая выгодная с точки зрения КПД — схема, приведенная на рис. 1, *г*: выполненный по ней тормозной механизм имеет самый высокий, по сравнению со всеми другими схема-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$A_{полезн} = (Pc - fS_1R - fS_2r)d\varphi$	P — сила действия штока тормозной камеры на разжимной рычаг; c — плечо разжимного рычага; fS_1 и fS_2 — силы действия подшипников на разжимной рычаг; R и r — радиусы рабочих поверхностей разжимного рычага; φ — угол его поворота
2	$A_{затр} = Pcd\varphi$	—
3	$\Sigma M_A = S_1c - fS_1R - fS_2r - S_2(c + e) = 0$	e — эксцентриситет разжимного рычага
4	$S_2 = \frac{S_1(c - fR)}{c + e + fr}$	—
5	$P = S_1 - S_2$	—
6	$\eta_{1,а} = \frac{e(c - fR)}{c(fR + fr + e)}$	—
7	$\eta_{1,б} = \frac{e(c - fr)}{c(fR + fr + e)}$	—
8	$\eta_{1,в} = \frac{e(c + e + fr)}{(c + e)(fR + fr + e)}$	—
9	$\eta_{1,г} = \frac{e(c + e + fR)}{(c + e)(fR + fr + e)}$	—

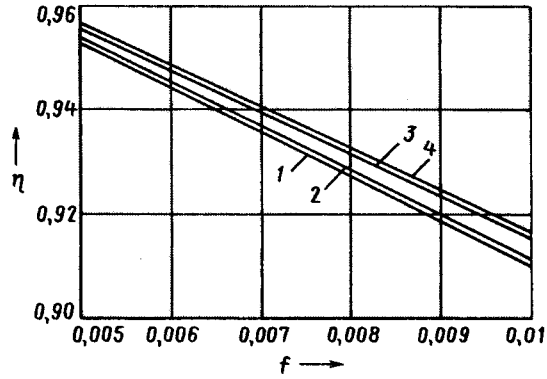


Рис. 4. Зависимость КПД дисковых тормозных механизмов от коэффициента трения и схемы их исполнения:
1 — $\eta_{1,а}$; 2 — $\eta_{1,б}$; 3 — $\eta_{1,в}$; 4 — $\eta_{1,г}$

ми, КПД. И надо сказать, что абсолютное большинство фирм, выпускающих дисковые тормозные механизмы с пневмоприводом, такого вывода не сделали. Исключение — фирма "Кнорр-Бремзе".

Достоверность результатов, полученных с помощью рассмотренной методики, подтверждается сравнением результатов расчета значений КПД тормозного механизма DB22 (фирма "Халдекс"), выполненного по схеме рис. 1, *в* (параметры его разжимного механизма следующие: $e = 5$ мм; $R = 30$ мм; $r = 17{,}5$ мм; $c = 76$ мм; $f = 0{,}008$). Расчетное значение КПД этого механизма составляет 0,93, а в технической характеристике фирмы-производителя говорится, что оно "более 0,9".

Таким образом, есть все основания считать, что предложенные автором формулы для расчета КПД можно и нужно применять при проектировании дисковых тормозных механизмов, избегая тем самым излишних затрат на их натурные испытания.

Читатель предлагает

УДК 623.113/.115

АВТОМОБИЛЬ И ЕГО ДВИГАТЕЛЬ — ВОЗМОЖНЫЕ ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Д-р техн. наук В.И. БОГДАНОВ
ОАО "НПО "Сатурн"

Известно, что каждая технология развивается по так называемой S-образной кривой зависимости между затратами (временем) и результатами (критерием эффективности). В соответствии с ней эффективность вначале растет медленно, затем набирает темп, ускоряется, но потом неизбежно сходит на нет, т. е. приходит в упадок. И поршневые автомобильные двигатели с этой точки зрения не исключение. Как видно из рис. 1, на котором приведена S-образная кривая их развития по годам (в качестве безразмерного критерия эффективности принят комплексный, характеризуемый удельным расходом топлива, удельной массой и ценой двигателя), сейчас процесс развития этих ДВС соответствует верхней — пологой части кривой. И если говорить по большому счету, то их ха-

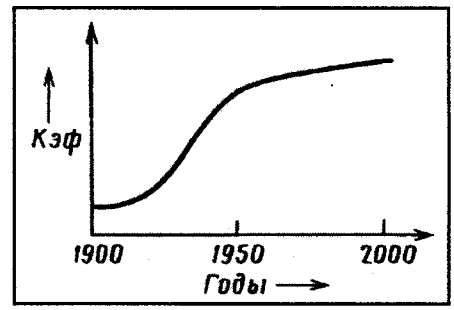


Рис. 1. Развитие автомобильных поршневых ДВС во времени

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

рактеристики за последние полвека изменились мало. Например, можно взять поршни от двигателя трофейного немецкого мотоцикла и поставить их на мотоцикл "Урал" — они подойдут, как говорится, один к одному.

Конечно, некоторые улучшения экономичности (впрыск топлива, более высокая степень сжатия) и габаритно-массовых характеристик ДВС происходят, но — в пределах верхней, пологой части S-образной кривой. Более того, даже небольшие улучшения сопровождаются усложнением конструкции и ростом стоимости двигателя.

Все это говорит о том, что автомобильному двигателестроению остро нужны новые технологии. То есть повторяется история середины 1940-х годов с авиационными двигателями: там она завершилась переходом с поршневых на турбореактивные двигатели, масса которых в настоящее время составляет 5—10 % массы самолета. Тогда как масса автомобильных ДВС достигает 30 % массы АТС. Но ведь безопасность езды на автомобиле, разрушительные последствия его столкновения с препятствием в значительной степени определяются кинетической энергией, которая прямо пропорциональна его массе. Здесь работает так называемый закон "куба—квадрата": масса растет пропорционально кубу линейного размера, а прочность — его квадрату. То есть можно утверждать, что при увеличении габаритных размеров автомобиля его масса опережает прочность, и это требует усиления и усложнения его конструкции. (Например, в джипах несущая способность кузова уже недостаточна, поэтому требуется устанавливать его на раму.)

Конечно, разработчикам АТС данное обстоятельство хорошо известно. Поэтому в настоящее время они все больше внимания обращают на легкие алюминиевые сплавы. И хотя такие сплавы в ~5 раз дороже конструкционных сталей, алюминий в конструкцию автомобиля все-таки постепенно внедряется, а в некоторых узлах двигателей — уже широко используется. Тем не менее при переходе на алюминий и новые перспективные материалы для других агрегатов относительная масса двигателя в автомобиле будет, очевидно, возрастать и проблема ее снижения будет обостряться. И уже обострилась. Популярные сейчас комфортные внедорожники (джипы) имеют массу, которая более чем вдвое превышает массу обычного легкового автомобиля с тем же уровнем комфорта. Причины — все тот же закон "куба—квадрата", полный привод, повышенная мощность двигателя, большеразмерные шины.

В подтверждение сказанному можно привести такой факт: благодаря закону "куба—квадрата" непрезентабельный "Запорожец" обладает очень хорошей проходимостью — он не проваливается в грунт из-за низкого давления на него. И вообще, малолитражки вследствие данного закона обладают более высокой эффективностью, чем современные супермодели, если под эффективностью понимать перемещение груза (пассажиров) на определенное расстояние с минимальными затратами.

Таким образом, создание автомобильного двигателя повышенной эффективности, т. е. с авиационными габаритно-массовыми характеристиками, улучшенной экономичностью и, по крайней мере, той же стоимости, что и сейчас, уже стало задачей дня. Иначе массу автомобиля не снизить. Без чего, в свою очередь, не уменьшить потребную мощность двигателя, нагрузки в приводных узлах и механизмах и т. д.

Таковы общие соображения. Но известно, что новая техника в рыночных условиях вытесняет старую, если ее эффективность (топливная экономичность, масса, цена) выше ~25 %. Именно из-за больших массы и цены высокоэкономичные дизели так и не смогли вытеснить бензиновые двигатели, а роторно-поршневые (например, двигатель Ванкеля), имеющие хорошие габаритно-массовые характеристики, но низкую экономичность, нашли лишь очень узкое применение на некоторых специальных АТС. Отсюда напрашивается вывод: нужен как минимум двигатель, объединяющий достоинства дизеля и РПД, но лишенный их недостатков. Причем очевидно, что это может быть высокоэкономичный РПД, нынешняя низкая экономичность которого объясняется неоптимальной формой рабочего объема (выполнен в виде длинной щели) и большой скоростью его изменения в процессе сгорания топливовоздушной смеси. Но такого РПД пока нет.

Второй путь решения проблемы иллюстрирует созданный в Японии "керамический" двигатель с малыми тепловыми потерями. Он, как оказалось, тоже "не пошел". Потому что организация всего рабочего процесса в одном цилиндре с горячими керамическими стенками отрицательно сказалась на подготовительных процессах: ухудшилось наполнение, увеличилась работа сжатия.

Судя по публикациям, нашелся и третий путь — разнесение процессов сжатия, сгорания и расширения по разным узлам. Однако созданные по этой схеме автомобильные ГТД хотя и обладают хорошими тяговыми и габаритно-массовыми характеристиками, получили ограниченное распространение. Основные причины —

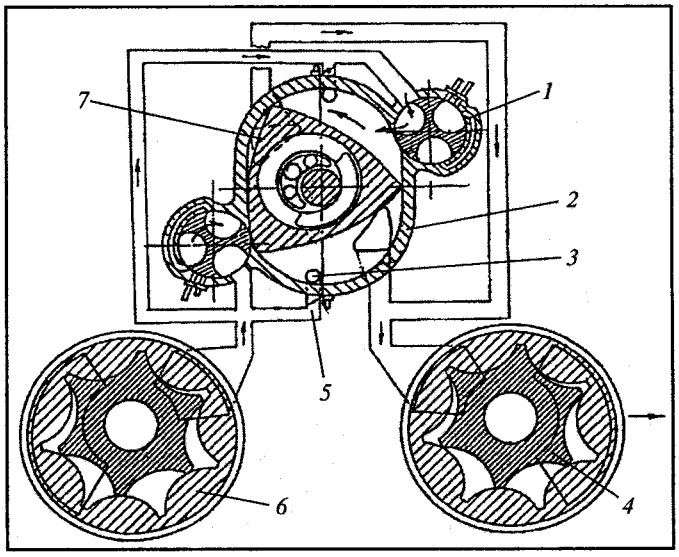


Рис. 2. Схема нового перспективного ДВС:
1 — золотниковая камера сгорания; *2* — основной расширитель; *3* — окна; *4* — турбина; *5* — управляемые заслонки; *6* — компрессор; *7* — ротор

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

высокая стоимость лопаточных машин (компрессора, турбины) и проблемы получения необходимых значений параметров и КПД в случае АГТД малой размерности.

Предлагаются и другие пути решения проблемы (гибридные силовые установки, силовые установки на основе топливных элементов, солнечных батарей и т. п.). Но все они — за пределами рассматриваемой темы. Вместе с тем накопленный огромный научно-технический задел по всем типам двигателей при оптимальном сочетании их достоинств в перспективном двигателе нового типа мог бы, как показывает анализ, обеспечить более чем 25 %-е повышение его эффективности. Для этого, по мнению автора, совершенствование автомобильного ДВС должно идти во всех направлениях — по экономичности, габаритно-массовым характеристикам, стоимости, тяговым характеристикам. Причем для двигателей мощностью до 74 кВт (100 л. с.) из рассмотрения следует исключить лопаточные и поршневые агрегаты. Первые — по причинам, приведенным выше; вторые — потому, что за более чем столетнюю историю из них "выжато" почти все.

Учитывая данные обстоятельства, автор, разрабатывая концепцию перспективного автомобильного двигателя, остановился на РПД, схема которого приведена на рис. 2. В его состав входят расширительная машина (основной расширитель) *2*, имеющая выносные золотниковые камеры сгорания *1* нового типа; компрессор *6*, приводимый турбиной *4*.

Основной расширитель создан на базе серийно освоенного двигателя Ванкеля, с него снимается мощность. Выносная золотниковая камера сгорания создана в ОАО "НПО "Сатурн", успешно прошла испытания и должна решить проблемы сгорания, существующие в двигателе Ванкеля. В ней, для повышения качества сгорания, с помощью пламеперебрасывающего канала может быть организован дежурный факел. Ротор *7* и золотники камеры сгорания для согласованной их работы кинематически связаны.

Компрессор с турбиной (агрегат наддува) выполнены в виде так называемых героторных машин и связаны с основным расширителем через обгонную муфту только на режиме пуска. Такая конструкция героторных машин отработана на опытном двигателе, созданном в Техасском университете США.

Кроме перечисленного, в состав двигателя входит усилитель крутящего момента (УКМ), состоящий из устройства подачи воздуха через управляемые заслонки *5* и окна *3* в рабочие полости основного расширителя.

Работает рассматриваемый двигатель по циклу ГТД с подводом теплоты при постоянном объеме. А это, как известно, самый термодинамически эффективный из циклов, по которым могут работать ДВС. Например, расчеты показывают: при степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_к = 6$ и освоенных КПД основных узлов его экономичность может быть на уровне дизеля. Потому что у него нет турбины, работающей в пульсирующем потоке газа и, следовательно, имеющей низкий КПД. Данная проблема решена в нем согласованной работой золотника и ротора расширителя.

Возможность работы в широком диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха (как у дизеля), наличие усилителя крутящего момента на валу двигателя дает возможность значительно упростить либо вообще исключить коробку передач из трансмиссии АТС (муфта сцепления включается автоматически в момент, когда частота вращения выходного вала достигает заданной). Причем особенно велика здесь роль усилителя крутящего момента (он включается и выключается автоматически, в зависимости от режима движения АТС и положения педали управления "газом").

Так, на малой частоте вращения вала двигателя (трогание с места, разгон) в камеры сгорания подается избыточное топливо ($\alpha = 0{,}4 \div 0{,}8$) и открываются заслонки для подачи воздуха в рабочие полости основного расширителя. В камерах сгорания образуется химически высокоактивное горючее. В определенном положении ротора *7*, когда давление газов несколько меньше, чем за компрессором, открываются окна *3* в корпусе и воздух поступает в расширитель, дожигая смесь при постоянном давлении. При этом агрегат наддува работает на максимальной частоте вращения. Из-за чего площадь диаграммы $p—V$ получается (рис. 3, вариант *2*) максимальной. Но возможен и дроссельный режим работы усилителя (при плавном разгоне), с ранней отсечкой дополнительной подачи топлива (вариант *3*).

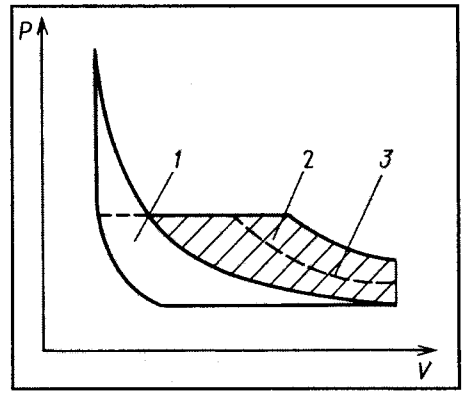


Рис. 3. Диаграмма p—V нового перспективного ДВС:
1 — усилитель крутящего момента выключен; *2* — усилитель крутящего момента работает на полном режиме; *3* — усилитель крутящего момента включен частично

Рассматриваемый двигатель имеет и некоторые другие, по сравнению, скажем, с двигателем Ванкеля, особенности конструктивного исполнения.

Так, для улучшения габаритно-массовых характеристик уплотнения его рабочих полостей выполнены лабиринтными. Их высокая эффективность подтверждена при испытаниях золотниковой камеры сгорания в ОАО "НПО "Сатурн" и опытного двигателя с героторными машинами в Техасском университете. Это позволяет увеличить частоту вращения роторов до 18000 мин$^{-1}$ и тем самым приблизиться к авиационным значениям удельной массы — 0,68 кг/кВт, или 0,5 кг/л. с., и менее.

Здесь вполне уместно использование конструкционной керамики в горячих частях — камере сгорания и роторных расширителях. Дело в том, что в золотнике и роторах, в отличие от керамической турбины, напряжения на порядок меньше, а значительно меньший, чем у металла, коэффициент теплового расширения керамики обеспечивает стабильность зазоров в лабиринтных уплотнениях и позволяет сделать их минимальными, а значит, и более

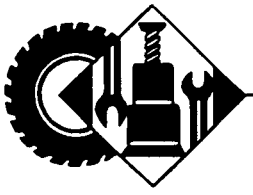
Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

эффективными. Высокая же рабочая, до 1773 К (1500 °С), температура керамики заметно упрощает систему охлаждения.

И еще одно немаловажное обстоятельство. Выносная камера сгорания благодаря золотнику в процессе сгорания не связана с расширителем, поэтому октановые и цетановые числа топлив (как и сам их вид) здесь не имеют значения. Правда, переход с одного вида топлива на другой потребует соответствующего исполнения топливной аппаратуры, но дело того стóит.

Как видим, новый двигатель можно "собрать" из хорошо отработанных и прошедших опытную проверку элементов. Значит, при его изготовлении не потребуется радикальная перестройка существующих моторных производств. Но главное, масса двигателя при мощности 74 кВт (100 л. с.) получается равной 40 кг. (При соответствующих ей габаритных размерах, естественно.) А это позволяет подумать о новой концепции легкового автомобиля. Например, о таком, который состоит из трех основных узлов: моторамоста; платформы с задним мостом и передними узлами подвески мотора-моста; корпуса с салоном, которые соединяются между собой по периметру с помощью разъемных силовых креплений. То есть по-самолетному, где крышки люков после закрепления становятся, как известно, силовыми элементами.

Такая концепция автомобиля имеет несомненные преимущества перед существующими. Во-первых, мотор-мост может быть универсальным и применяться на различных моделях автомобилей. И как объект высоких технологий — изготовляться на специализированных производствах. Во-вторых, платформа также может быть достаточно универсальной и не зависеть от "прихотей моды"; в-третьих, съемный корпус открывает огромные возможности для дизайнеров и тех, кто занимается получающим все большее распространение тюнингом.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.4.072.5

О МЕХАНИЗМАХ РЕАЛИЗАЦИИ НОРМ И ПРАВИЛ ТО И ТР, УСТАНОВЛЕННЫХ ИЗГОТОВИТЕЛЯМИ АТС

Кандидаты техн. наук В.В. КОМАРОВ и Ю.В. АНДРИАНОВ

НИИАТ

Федеральный закон "О безопасности дорожного движения" гласит: "Нормы, правила и процедуры технического обслуживания и ремонта транспортных средств устанавливаются заводами-изготовителями транспортных средств с учетом условий их эксплуатации". Это означает, что, во-первых, юридические лица и индивидуальные предприниматели, предоставляющие услуги по техническому обслуживанию и ремонту АТС, обязаны проводить их в соответствии с действующими нормами и правилами; во-вторых, АТС, прошедшие техническое обслуживание и ремонт, должны отвечать требованиям, регламентирующим их техническое состояние. Причем соответствие этим требованиям должно подтверждаться документом, выдаваемым исполнителем работ и услуг.

И это логично: техническое обслуживание и ремонт должны обеспечивать исправное состояние АТС, следовательно, безопасность дорожного движения.

Однако на практике все гораздо сложнее. Правовые нормы, утвержденные действующим законом, не содержат механизмов их реализации и зачастую вообще носят чисто декларативный характер. В итоге получается, что закон есть, а безопасность движения остается на недопустимо низком уровне. (Чтобы убедиться в этом, достаточно посмотреть статистику ДТП.) И данный факт — во многом результат того, что законодательные основания для регулирования в сфере деятельности, связанной с ТО и ТР автотранспортных средств, резко сократились. В частности, отменены лицензирование и обязательная сертификация в этой области; значительно ограничена сфера действия "Правил оказания услуг (выполнения работ) по техническому обслуживанию и ремонту автомототранспортных средств", которые в настоящее время являются, по существу, единственным нормативным правовым актом по регулированию рассматриваемой деятельности. Достаточно сказать, что требования "Правил" относятся только к гражданам, заказывающим работы (услуги) по техническому обслуживанию и ремонту АТС исключительно для личных нужд, но не распространяются на юридические лица и индивидуальных предпринимателей. Несмотря на то, что на рынке работ (услуг) по ТО и ТР относительная доля заказчиков — юридических лиц и индивидуальных предпринимателей — после введения в действие закона "Об обязательном страховании гражданской ответственности владельцев транспортных средств" значительно возросла за счет заключения договоров на техническое обслуживание и ремонт с перевозчиками, не имеющими соответствующей производственно-технической базы, и страховыми организациями.

Результат известен: произошло существенное снижение эффективности контроля и надзора за деятельностью по ТО и ТР автотранспортных средств.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Но сказанное выше — еще не все. В правовом плане проблема организации фирменного ТО и ТР в РФ не урегулирована вообще. Отсюда — синдром "правового нигилизма", что привело к существенному развитию теневого рынка работ (услуг). И хуже всего то, что ситуация в правовом поле практически не изменилась даже после принятия закона "О техническом регулировании", так как в нем разработка технического регламента, определяющего требования к безопасности транспортных средств при выпуске их из ТО и ТР, не предусмотрена. В итоге рынок работ (услуг) по ТО и ТР открыт для всех желающих на нем работать. Более того, не реализуется даже заявительный принцип регистрации субъектов этого вида предпринимательской деятельности. То есть для доступа на рынок барьеров вообще не существует. В том числе нормативных требований к производственно-технической базе, квалификации персонала, технологическому обеспечению и другим организационно-техническим параметрам соискателя, позволяющим обеспечить хотя бы минимальный уровень безопасности и качества выпускаемых из технического обслуживания и ремонта АТС. Следует также отметить, что в настоящее время у нас нет и правовых механизмов защиты прав и законных интересов исполнителей ТО и ТР.

Таково состояние дел сейчас. Отсюда и неудовлетворительное техническое состояние автопарка. Например, результаты его государственного технического осмотра свидетельствуют: не допускаются к эксплуатации более 12 % проверяемых АТС, а контрольно-надзорная деятельность ГИБДД ежегодно выявляет ~2 млн неисправных АТС.

Нельзя не отметить и такое обстоятельство: потребителями работ (услуг) по ТО и ТР практически не востребованы механизмы судебной защиты их прав. Потому что эта защита, как правило, неэффективна, требует значительных затрат денежных средств и времени, а оперативные и низкозатратные механизмы внесудебной защиты у нас фактически отсутствуют.

Картина, как видим, довольно мрачная.

Но проводимая в настоящее время административная реформа, направленная на "дебюрократизацию" экономики и максимальное освобождение государственных органов от избыточных функций управления, по мнению авторов, должна в какой-то мере "разрядить" обстановку. Уже хотя бы потому, что избыточные функции предполагается замещать механизмами саморегулирования (закон "О саморегулируемых организациях"), а эффективность таких механизмов подтверждена многолетним зарубежным опытом. Например, там работают, причем довольно успешно, профессиональные объединения, которые реализуют делегированные им государственными органами полномочия, а также стандарты профессиональной деятельности, выработанные в результате многолетней практики. В Германии это Объединение автомобильных маляров (BFL), Федеральная ассоциация производителей и импортеров сервисного оборудования (ASA), Федерация торговли и ремонта автомобилей (ZDK); в США — Ассоциация автомобильной послепродажной индустрии (AAIA); В Великобритании — Ассоциация автопроизводителей и поставщиков (SMMT) и т. д. Более того, на базе национальных профессиональных объединений создаются объединения международные, например Международный комитет по техническому осмотру АТС (CITA), Ассоциация автомобильных инженеров (SAE), Европейская ассоциация гаражного оборудования (EGEA), Международный союз автомобильного транспорта (МСАТ) и др. И этот зарубежный опыт нам, как говорится, не грех использовать. Приоритетным же направлением замещения отмененных действующим законодательством методов и механизмов государственного регулирования автотранспортной деятельности (лицензирование, сертификация) следует считать механизмы саморегулирования, направленные на восстановление управляемости автотранспортной отраслью. В том числе саморегулирования не только в области ТО и ТР, но и в перевозочной деятельности. При этом надзор за деятельностью саморегулируемых организаций целесообразно возложить на соответствующий федеральный орган исполнительной власти. Кроме того, реализация основных положений базового федерального закона "О саморегулируемых организациях" должна быть законодательно закреплена путем разработки нормативных правовых документов.

Возможная с точки зрения авторов структурная схема системы ТО и ТР в условиях саморегулирования должна соответствовать рис. 1.

Как видим, это должна быть единая система, элементы которой связаны между собой административными, гражданско-правовыми и информационными связями. Причем каждый из них должен обладать своими правами и обязанностями.

Так, основной функцией уполномоченного федерального органа следует считать выработку государственной политики, нормативно-правовое регулирование и мониторинг деятельности в области ТО и ТР. Причем в области нормативно-правового регулирования это должны быть перечень федеральных стандартов по ТО и ТР автотранспортных средств, а также включаемые в них вопросы регламентации требований к производственно-технической базе, персоналу и другим организационно-техническим показателям кандидатов в члены саморегулируемой организации исполнителей ТО, ТР и фирменного технического обслуживания АТС, к производственно-технической базе, предоставляемой этими исполнителями для проведения государственного технического осмотра автотранспортных средств, к их взаимодействию с заказчиками работ (услуг), а также изготовителями АТС и другими заинтересованными лицами. Более того, государственные стандарты по ТО и ТР должны разрабатываться и утверждаться только уполномоченным федеральным органом. (Естественно, совместно с изготовителями автотранспортных средств.)

Саморегулируемые организации должны сами разрабатывать и утверждать стандарты и правила деятельности по ТО и ТР. Причем стандарты и правила, соответствующие федеральным законам и иным принятым нормативным правовым актам и не противоречащие государственным стандартам в данной области деятельности.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Структура системы регулирования деятельности по ТО и ТР АТС приведена на рис. 2.

В ней присутствует один очень важный момент — контроль деятельности исполнителей ТО и ТР со стороны саморегулируемой организации. А это требует наличия системы мониторинга деятельности по ТО и ТР, которая работает на основе соответствующего государственного стандарта. Кроме того, данная система должна быть гармонизирована с межведомственной системой мониторинга технического уровня, безопасности, надежности и других потребительских свойств автомобильной техники в условиях реальной эксплуатации на всем жизненном цикле, создание которой предусмотрено федеральной целевой программой "Повышение безопасности дорожного движения в 2006—2012 годах". Причем учет информации о техническом состоянии каждого автотранспортного средства нужно сделать накопительно-обязательным, что требует внесения в закон "О безопасности дорожного движения" некоторых изменений. В частности, изменения, предусматривающего обязательное ведение по каждому АТС сервисной книжки, в которой должны фиксироваться все выполненные ТО, ТР, результаты государственных технических осмотров, дорожно-транспортные происшествия.

Нормативные документы в сфере ТО и ТР, безусловно, должны определять механизмы защиты прав и законных интересов заказчиков и исполнителей работ (услуг), а также механизмы ответственности и возме-

Рис. 1. Структурная схема системы технического обслуживания и ремонта транспортных средств в условиях саморегулирования:
→ — административные связи; ↔ — гражданско-правовые связи; ----→ — информационные связи

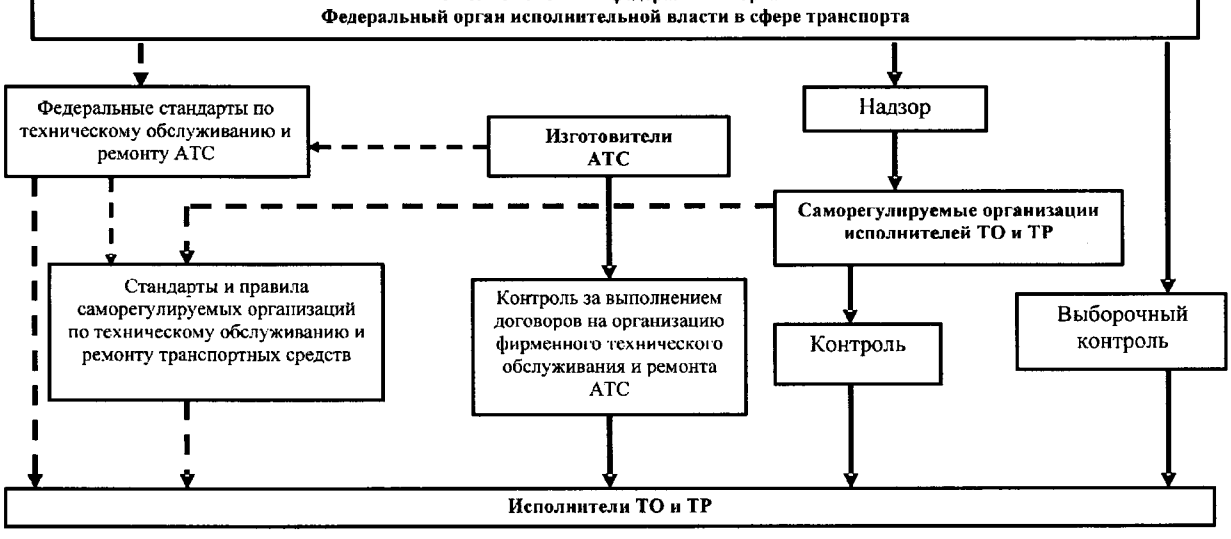


Рис. 2. Регулирование деятельности по техническому обслуживанию и ремонту транспортных средств:
→ — административные связи; ----→ — информационные связи

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

щения ущерба, причиненного заказчику. И эти механизмы должны носить как предупредительный, так и компенсационный характер.

Важное значение имеет механизм допуска к деятельности по ТО и ТР, предупреждающий возникновение недопустимых рисков при эксплуатации АТС, прошедших техническое обслуживание и ремонт, из-за недостаточного уровня производственного и кадрового потенциала исполнителя.

Таким образом, сложившиеся в настоящее время обстоятельства говорят о том, что стране нужен федеральный закон "О саморегулировании деятельности по техническому обслуживанию и ремонту транспортных средств". Он позволит значительно снизить административные барьеры при осуществлении деятельности по ТО и ТР, а главное — резко повысить безопасность АТС и решить многие проблемные задачи в рассматриваемой сфере.

УДК 629.083

Пути повышения устойчивости дилера в секторе автосервиса

А.В. ИШУТИН

Майкопский ГТУ

По итогам 2007 г. российский автомобильный рынок по объемам продаж уверенно вышел на третье место в Европе, дилерские центры полного цикла демонстрируют также и качественное изменение самой структуры бизнеса: от 20 до 30 % их выручки уже напрямую связано не с продажами автомобилей, а с работой СТО. Причем рентабельность СТО оказалась выше рентабельности автосалонов.

Однако анализ показывает, что дела в сфере российского дилерского бизнеса, если рассматривать его в целом, еще далеко не благополучны.

Так, мировая практика свидетельствует, что уровень продаж новых автомобилей растет пропорционально числу открытия новых СТО. Именно поэтому зарубежные эксперты в области автобизнеса советуют усиливать сервисное направление. Россия же, несмотря на рост продаж новых АТС, испытывает большой дефицит станций их технического обслуживания. Даже в Москве, где в настоящее время действуют почти 12 тыс. автосервисов, уже сегодня нужно как минимум еще 2 тыс. А если учесть, что автомобильный парк столицы ежегодно увеличивается на 150 тыс. ед., то уже к 2010 г. город будет нуждаться в 16,5 тыс. станций. В связи с чем и появляются "вариации" СТО неофициальных дилеров. Такие, как неавторизованные станции, предоставляющие почти весь перечень услуг, что и авторизованные, но по более низкой цене за счет снижения стоимости нормо-часов и того, что доля крупно-узлового ремонта в общей его структуре сокращена путем восстановления самих узлов и агрегатов, а также использования неоригинальных деталей; экспресс-станции, которые представляют собой небольшие узкоспециализированные предприятия гаражного типа (автомойки, шиномонтажные участки, пункты замены масла и выполнения некоторых слесарных работ ходовой части автомобиля). Но они, как правило, не могут гарантировать полноту и профессиональное выполнение работ, наличие запасных частей. Поэтому главное, что в данной ситуации привлекает владельцев АТС к авторизованным СТО, — возможность полного гарантийного покрытия производителя. Но — далеко не всегда. Например, в странах ближнего зарубежья на долю гаражного сервиса приходится ~70 % рынка. Тем не менее очевидно, что с дальнейшим ростом рынка последний также будет качественно меняться: потребитель будет ужесточать требования к сервису дилеров. Он, желая немедленно или как можно быстрее решить возникшую проблему и получить услугу приемлемого для него уровня, запомнит факт достойного (или недостойного) обслуживания лучше любой рекламы. И это не домыслы автора: уже не первый год наблюдается, что при выборе автомобиля потребитель все чаще начинает руководствоваться не только качеством, но и такими явными критериями удобства владения автомобилем, как внешняя привлекательность дилерского центра, прилегающая к нему транспортная инфраструктура, время следования от дома (места работы) до дилерского центра, развитость дилерской сети.

Опытные российские дилеры, такие как, например "Автомир", безусловно, это учитывают и выбирают место под возведение дилерского центра, соответствующее условию: участок должен располагаться на первой линии жилых домов на основной или большой магистрали. Причем не просто домов, а жилого района, микрорайона, торгового конгломерата.

И основное условие для них следующее.

Современный автомобиль состоит из 5—8 тыс. деталей. Но иметь у себя весь ассортимент деталей невыгодно. Поэтому номенклатуру запасных частей они преднамеренно сокращают до 1—1,5 тыс. наименований. В результате предлагают потребителям не отдельные детали, а заранее собранные агрегаты. В итоге — уменьшение трудоемкости, сокращение сроков ремонта, отсутствие необходимости в сложном оборудовании, применяемом на автозаводах. И, как следствие, возможность обойтись меньшими числом технических специалистов высокой квалификации и объемом запасных частей, хранящихся на собственном складе. Ведь каждый дилер знает: точно спрогнозировать необходимый резерв запасных частей невозможно. Избыток же их замораживает часть оборотных средств, ведет к росту объемов неликвида на складе. Значит, снижает прибыльность, поскольку увеличивается процентная часть платежей по займам, без которых никакой дилер обойтись не может.

С другой стороны, нехватка (отсутствие) запасных частей уменьшает лояльность клиентов, способствует их оттоку в другие СТО, что является упущенной выгодой.

Это, так сказать, общие соображения. Но если говорить более конкретно, то потребительский "экстремизм" приобретает все большее значение. Например, в соответствии с федеральным законом "О защите прав потребителей", он, потребитель, в случае невозможности использования автомобиля в совокупности более

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

30 дней в течение каждого года гарантийного срока из-за неоднократного устранения различных недостатков вправе отказаться от исполнения договора купли-продажи и потребовать возврата уплаченной за автомобиль суммы либо потребовать его замену. И такое положение крайне осложняет жизнь дилеров. Например, запасные части для автомобилей зарубежного производства им приходится заказывать за границей, их доставка требует времени и бывает так, что уже первый ремонт затягивается больше, чем на 30 дней. Так что при нынешней средней рентабельности продаж автомобилей, равной 1—6 %, возврат нескольких из них в салон может стать для дилера настоящей катастрофой.

Конечно, надежнее всего создавать большие складские запасы. Однако для среднего дилера держать всю номенклатуру запасных частей на складе в нескольких комплектах очень невыгодно. Поэтому некоторые дилеры, зная, что при поломке запасная часть заведомо не дойдет до них за 30 дней, отказываются обслуживать неисправный автомобиль.

На взгляд автора, возможны два способа решения этой проблемы. Первый из них — организация региональных складов запасных частей совместно с другими представителями дилерской сети и автозаводов; второй — наличие, при участии производителя АТС и условии достаточности складских площадей, необходимых запасов, номенклатуры и комплектов запасных частей, обеспечиваемое путем отсрочки или рассрочки платежа за эти части.

Говоря об устойчивости автомобильного дилера, нельзя обойти и такой вопрос, как загрузка СТО. Дело в том, что здесь нередко наблюдается две крайности. Одна из них — недогрузка заказами, другая — перегруженность.

Какая из них опаснее, единого мнения у специалистов нет. Однако большинство считают, что опасны обе. Поэтому рассмотрим их подробнее.

Причинами недогрузки СТО, как показывает анализ, могут быть неправильно выбранное ее местоположение; ошибки в проектировании дилерского сервисного участка, связанные с чрезмерностью производственных мощностей; неудовлетворительный уровень развития прилегающей транспортной инфраструктуры; некорректное ценовое позиционирование товаров и услуг СТО; низкая квалификация персонала; плохая репутация СТО; отсутствие сопутствующих услуг и условий, способствующих комфорту клиентов; неправильная политика во взаимодействии со страховыми фирмами; отсутствие обоснованного ресурса необходимых запасных частей и расходных материалов на складе; недостаточность предложения дополнительного оборудования и аксессуаров для автомобилей.

Как видим, причин достаточно много, но большинство из них носит не столько технический, сколько организационно-тактический характер. Следовательно, вполне разрешимы. Например, путем проведения адекватной текущим реалиям ценовой политики. Причем такая политика может быть разработана исходя из следующих предпосылок.

Если руководство дилера считает, что фирма обладает необходимым потенциалом для конкурентной борьбы с неавторизованными станциями, то можно объявить о том, что авторизованный дилер одной марки (допустим, "Ситроен") предлагает услуги постгарантийного обслуживания любых автомобилей родственной в техническом плане другой марки (например, "Пежо") по более низкой цене. Речь может идти также о некоторых других моделях. При определенных условиях можно провести и более глубокую диверсификацию, предложив ремонт агрегатов. Правда, это требует более высокой квалификации персонала.

Не может не дать положительного результата внедрение комплекса мероприятий по организации перманентного обучения персонала вкупе с системой мотивации, стимулирующих сотрудников СТО к повышению своей квалификации. Как и заключение со страховыми фирмами взаимовыгодных договоров о сотрудничестве, регламентирующих предоставление на СТО дилера автомобилей, по которым наступили страховые случаи, в обмен на содействие в продаже страховых полисов. Причем возможны и договоренности о предоставлении в кузовной цех автомобилей других марок, что позволит загрузить СТО.

Очень большую помощь в деле дозагрузки СТО оказывает организация диверсифицированного тюнингового бюро по работе с несколькими марками, а также комфортной клиентской зоны (доступ в Интернет, наличие журналов, телевизора и пр.).

Перегрузка СТО дилера опасна тем, что снижает лояльность клиентов и, как следствие, загрузку в будущем. Как уже упоминалось, в настоящее время все более частыми стали факты оттока клиентов от официальных дилеров к неавторизованным станциям с целью более дешевого и быстрого ремонта. Особенно если уровень получаемых услуг и там, и там сопоставим: клиент нередко готов пойти даже на риск потери гарантии производителя на свой автомобиль.

Думается, что именно здесь, а не в недогрузке СТО, кроется одна из самых главных опасностей потери устойчивости дилерской фирмой в долгосрочной перспективе. И здесь следует иметь в виду, что эта угроза имеет комплексный характер. Из-за того, что очередь на обслуживание может растянуться по времени до двух недель, а в некоторых случаях и больше, подобная организация работы СТО создает большие неудобства для потребителей, которые ориентируются на четко отведенное время в определенный день.

Конечно, такая привязка требует гибкости в деятельности дилера. При внезапном появлении у потребителя других важных дел, которые накладываются на время, отведенное для ТО, и он, и СТО могут оказаться в заведомо проигрышной ситуации. Перенеся ТО на другое время, клиент может лишиться гарантийного покрытия из-за "перепробега" автомобиля, а участок СТО — впасть в режим простоя. Чтобы этого не случалось, необходима очень четкая работа диспетчерской службы СТО: она должна знать, причем заранее, прибудет или нет клиент, а также кто из очередников сможет заменить неприбывшего клиента, и вовремя предупредить очередника. Это, безусловно, положительно скажется на репутации дилера. И наоборот, пагубной для репутации становится безграмотно организованная работа СТО дилера. Например, когда автовладелец попадает в ДТП или повреждает свой

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

автомобиль каким-то иным способом, он, как правило, испытывает стресс. Ситуация усугубляется еще и тем, что по прибытии на СТО клиент вынужден простоять в очереди только лишь для осуществления обычной дефектовки поврежденного автомобиля. Потом вновь очередь для ремонта, плюс простой из-за ожидания заказа и доставки запасных частей. Можно представить себе, какую информацию он будет распространять о работе этой станции и сколько десятков потенциальных клиентов потеряет последняя только через одного справедливо недовольного клиента. Так стоит ли тратить огромные средства на рекламу, если дилер не в состоянии предпринять комплекс мер по разрешению накопленной напряженности? Более того, если же речь идет о производственном дефекте, который стал причиной поломки, попадающей под гарантийное покрытие, то недовольство клиентов способно обернуться катастрофой для репутации не только дилера, но и производителя автомобиля, так как очередь на обслуживание надолго может лишить владельца и его семью средства передвижения.

Уменьшение лояльности клиентов бьет и по продажам новых автомобилей. Ведь при выборе АТС покупатель может и не приобрести его из-за неудобства обслуживания. Особенно АТС с небольшим (10—15 тыс. км) межсервисным интервалом обслуживания.

Кроме того, замечена следующая тенденция, на которой руководство дилера должно сразу же заострить внимание при первых признаках ее проявления.

При перегрузке СТО, которая вызвана в настоящее время резким ростом продаж новых автомобилей, ее сотрудники имеют дело с плотным потоком клиентов на периодическое техническое обслуживание. Выполняя одну и ту же рутинную работу, механики и электрики стараются сделать ее быстрее, чтобы закрыть на себя большее число нормо-часов. При этом механик, обнаружив признаки неисправности, зачастую не хочет тратить время на поиск ее причины, поскольку это время ему может быть не оплачено, если причина не обнаружена или же владелец, узнав о потенциальной поломке, решит поменять поврежденные узел или деталь в следующий раз. В итоге может оказаться, что неисправность будет устранять специалист другой СТО.

Есть и еще один нюанс, отрицательно сказывающийся на репутации СТО. Механики не всегда докладывают службе приемки о неявной (потенциальной) неисправности и выполняют плановое ТО или банальную предпродажную подготовку автомобиля, будто такой неисправности нет. Специалисты гарантированно получают оплату за закрытые нормо-часы по ТО, проводя его наспех, не удосуживаясь потратить время на поиск и диагностику неисправности. А спустя какое-то время неисправность превращается в отказ или поломку. И понятно, что скажет владелец автомобиля об уровне профессионализма сотрудников СТО и их отношении к клиентам.

Наблюдаемая в настоящее время динамика роста автопарка в стране показывает, что, как уже упоминалось выше, в ближайшие годы проблема перегруженности СТО не станет менее актуальной. Поэтому, по мнению автора, уже сегодня нужно приступить к реализации целого комплекса мер по снижению этой перегруженности.

Во-первых, запустить проекты по возведению дополнительных дилерских центров. Данная мера, если она осуществлена грамотно, облегчает жизнь владельцам АТС (например, если дополнительные дилерские центры расположить на диаметрально противоположных концах города, то это приближает автосервис к месту жительства клиента, а само наличие таких центров сокращает время, затрачиваемое им в очередях, и т. п.). Выгодна она и дилеру: он может охватить своим влиянием весь городской автопарк. Наконец, она выгодна городу: новые рабочие места и рост налоговых поступлений.

Во-вторых, увеличить время работы СТО, т. е. перейти на удлиненный рабочий день, а при чрезмерной перегрузке сделать работу СТО круглосуточной.

Эта мера — ключевая в предлагаемом комплексе. Но для полноценной ее реализации необходимо провести ранжирование работ по степени целесообразности их проведения в часы наибольшего (наименьшего) посещения СТО клиентами. (Например, предпродажную подготовку и долгосрочный ремонт автомобилей целесообразнее выполнять в часы наименьшей загрузки станции.) С целью равномерной загрузки в дневные и ночные часы следует дифференцировать стоимость ночных (дешевле) и дневных (дороже) нормо-часов. И т. д. и т. п.

Увеличение продолжительности или организация круглосуточной работы способствует мгновенному росту доходов СТО: на реализацию запасных частей, сопутствующих товаров, а значит, и на услуги по их инсталляции активное влияние оказывают рекомендации механиков или электриков через мастера цеха или службу технической приемки. Ведь после введения дополнительного рабочего времени загрузка СТО не будет критической, а вкупе с корректной системой мотивации специалисты будут заинтересованы в каждом клиенте. Причем наибольшее значение эта особенность приобретает при постгарантийном обслуживании. Безусловно, такой режим выгоден и для клиента.

В-третьих, оптимизация расположения постов обслуживания автомобилей на СТО. В частности, выделение специальных зон под экспресс-обслуживание и недлительные работы.

В-четвертых, организация одностороннего кольцевого движения в цеху, облегчающая передвижение автомобилей внутри ремонтной зоны.

В-пятых, автоматизация прогнозирования и учета, отражающих процессы загрузки, производительности постов, простои, характер начальных и выявленных при диагностировании неисправностей и результаты их устранения.

Реализация каждой из перечисленных мер даже по отдельности дает, как показывает опыт, весьма высокий положительный результат. Если же эти меры предпринимать комплексно, то они минимизируют риск снижения репутации дилера, увеличивают текущие и последующие продажи автомобилей, рентабельность и число их клиентов, сводят к минимуму судебные издержки и прямые убытки, связанные с компенсацией пострадавшим от неграмотной организации работы СТО.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 621/795.2

Круги из эльбора как средство повышения эффективности шлифования кулачков распределительных валов

Д-р техн. наук З.И. КРЕМЕНЬ, А.И. ЛЕБЕДЕВ, Д.В. ВОСТРОКНУТОВ

Петербургский абразивный завод "Ильич", ВАЗ

Шлифование кулачков распределительных валов автомобильных двигателей — одна из наиболее ответственных технологических операций. И прежде всего — с точки зрения точности и качества поверхности кулачков. Поэтому проблема совершенствования технологии их шлифования была и остается одной из наиболее актуальных, в том числе и для ВАЗа. Здесь кулачки распределительного вала (он изготовлен из чугуна ВЧВГ40-1, а поверхность кулачков перед шлифованием термообработана до твердости $HRC_э \geq 50$) шлифуют кругами из традиционного абразивного материала — электрокорунда марки 25А (диаметр кругов — 750 мм). Причем восемь кулачков шлифуют попарно, т. е. в четыре захода. Снимаемый припуск составляет 0,4 мм на сторону, объем снимаемого с одного кулачка металла — 600 мм^3; требуемая шероховатость поверхности после окончательного шлифования $Ra \leq 0,5$ мкм. После шлифования одного вала круг правят, снимаемый с него слой — 0,03 мм, поэтому ресурс круга составляет всего лишь 800 валов.

Чтобы решить проблему, специалисты ВАЗа воспользовались предложением Петербургского абразивного завода "Ильич" — его кругами из сверхтвердого материала "эльбор" (кубический нитрид бора) на керамической связке, имеющими крупные поры, число и размеры которых в процессе изготовления можно регулировать и уже в силу этого придавать ряд несомненных преимуществ: хороший подвод СОЖ в зону шлифования, создание условий для размещения стружки и предотвращение засаливания рабочей поверхности.

Микрофотографии структур электрокорундового и эльборового (его торговая марка — "Аэробор") кругов приведены на рис. 1. Они показывают: структура круга "Аэробор" действительно сильно отличается от структуры традиционных кругов. Отличаются круги и размерами: диаметр круга "Аэробор" равен 600 мм — на 150 мм меньше диаметра серийного круга.

Чтобы подтвердить эффективность своего предложения, завод "Ильич" изготовил и совместно со специалистами ВАЗа испытал на станках-автоматах с ЧПУ при скорости 60 м/с ряд эльборовых кругов с различной зернистостью и твердостью. В итоге установлено, что правка кругов из эльбора может выполняться после шлифования 50 валов, или после шлифования каждым кругом 200 кулачков. Глубина слоя, снимаемого при правке, составляет 0,024 мм, т. е. она в 1,25 раза меньше, чем в случае кругов электрокорундовых. В результате период между правками может быть увеличен до 70 валов. Таким образом, ресурс круга из эльбора с рабочим слоем 5 мм составит от 12 тыс. до 16 тыс. валов, что в 15—20 раз превышает ресурс круга из электрокорунда.

Одной из проблем перехода с электрокорундовых кругов на эльборовые стал выбор правящего инструмента: стандартные инструменты, алмазные карандаш и гребенка, оказались не пригодными для правки круга из эльбора с большой (более 37000 мм^2) рабочей поверхностью из-за низкой износостойкости. Но ее решили, применив специальную алмазную гребенку с вставками из монокристаллического алмаза: такая гребенка имеет износ 0,1—0,15 мкм в расчете на один обработанный вал.

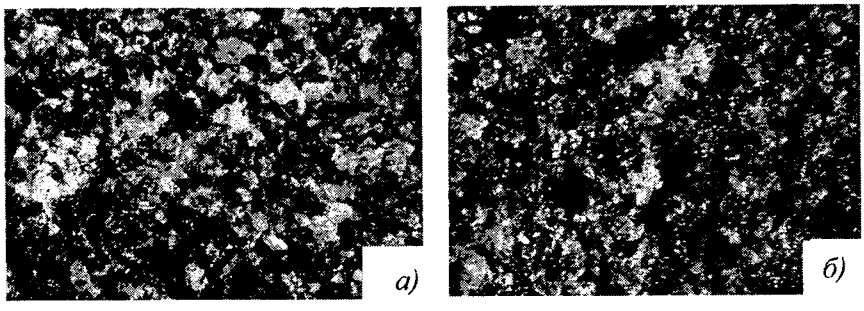


Рис. 1. Рабочие поверхности шлифовальных кругов (×32): а — серийный, б — "Аэробор" (поры — черного цвета)

Шлифование кругами из эльбора повышает не только стойкость инструмента, но и точность профиля кулачка: максимальное отклонение составляет ±(0,01—0,02) мм, тогда как при существующей технологии — ±(0,02—0,04) мм. Шероховатость поверхности кулачка обеспечивается в требуемых пределах ($Ra \leq 0,5$ мкм). Шлифовальные дефекты, прижоги, полностью отсутствуют.

Значительное сокращение вспомогательного времени на правку кругов позволяет уменьшить время шлифования с 2,2 до 1,7 мин, т. е. повысить производительность операции окончательного шлифования кулачков на 25 %. Существенно уменьшается непроизводительное вспомогательное время, затрачиваемое на смену кругов: за полное время работы круга из эльбора абразивные круги пришлось бы заменять 15—20 раз.

Результаты шлифования кругами "Аэробор" приведены на рис. 2. Они позволяют сделать вывод: эти круги значительно повышают эффективность шлифования кулачков, что создает перспективы для их широкого внедрения в производство двигателей.

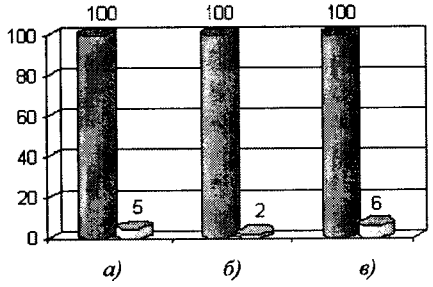


Рис. 2. Коэффициенты шлифования (а), стойкость между правками (б) и ресурс (в) круга из эльбора (приняты за 100 %) и серийного круга при окончательном шлифовании кулачков распределительных валов

К сказанному следует добавить, что завод "Ильич" создал эльборовые круги, рассчитанные на скорости шлифования до 125 м/с. Более того, такие круги уже освоены в производстве. Опыт применения подобных кругов показал: повышение скорости круга с 60 до 80—125 м/с увеличивает его стойкость и ресурс в 2—3 раза.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 621.43.045/.046

Для повышения качества штифтовых свечей накаливания

Кандидаты техн. наук А.А. АЛИЕВ и В.В. МАШИНИН, Е.А. ШМУРНОВ

НИИАЭ

Основным узлом штифтовых свечей накаливания 11.3740 является (рис. 1) трубчатый электронагреватель *4* (ТЭН). Он монтируется в корпус свечи, которая используется в электрофакельном устройстве для образования факела и облегчения пуска автомобильных дизелей в зимний период, при температуре до 233 К (−40 °С). Режим работы свечи — повторно-кратковременный (продолжительность одного включения 190 с).

Эксплуатация штифтовых свечей накаливания показывает, что наименее надежный их элемент — корпус (рис. 2) ТЭНа, изготавливаемый из тонкостенной ($9{,}5^{+0,1}_{-0,15}$ × 0,7 ± 0,07 × 100 мм) трубки из жаростойкого сплава ХН78Т (ЭИ435). Дело в том, что корпус ТЭНа изготавливается методом двойного редуцирования — сначала с образованием конусной части *2*, имеющей уклон 30° и длину 3,9 мм, а затем с образованием цилиндрической части *1* диаметром 5 и длиной $1{,}7_{+0,3}$ мм. Причем торец цилиндрической части еще и заваривается. В результате такой сложной обработки малопластичного сплава ХН78Т (σ_B = 700 МПа, δ_{10} = 30 %) на конусной части возникают микротрещины. Через них часть дизельного топлива, которое в процессе работы электрофакельного устройства проходит по корпусу ТЭНа, нагретого до 1373 К (1100 °С), проникает внутрь корпуса и там разлагается. На первых порах это не сказывается на работе свечи, поскольку ее спираль *3* изолирована от корпуса с помощью порошка *4* оксида алюминия (периклаза). Однако со временем накопившиеся продукты термического разложения топлива вызывают ее замыкание на корпус *5*, в результате чего нагревательный элемент выходит из строя.

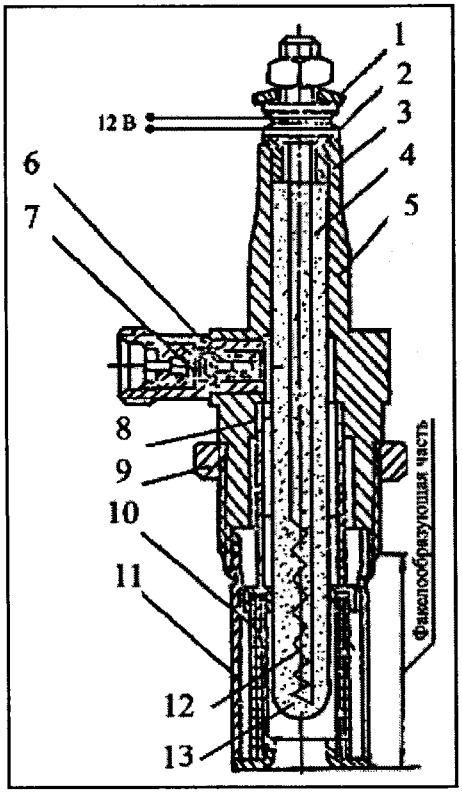


Рис. 1. Штифтовая свеча накаливания 11.3740:

1 — круглая гайка; *2* — изоляционная шайба; *3* — изоляционная втулка; *4* — трубчатый электронагреватель; *5* — корпус; *6* — жиклер; *7* — фильтр; *8* — испаритель; *9* — гайка; *10* — сетка; *11* — защитная гильза; *12* — спираль; *13* — периклаз

Таким образом, стало очевидным, что для корпуса ТЭНа нужен более пластичный материал ($\delta_5 \geqslant 40$ %).

Кроме того, в последнее время к штифтовым свечам стали предъявлять еще более жесткие требования: они должны обеспечивать надежный пуск автомобильных дизелей при 213 К (−60 °С). А это означает, что температуру трубки нужно повысить до 1473 К (1200 °С). Выдержать такие температуры существующий сплав ХН78Т не способен, так как содержит 78 % никеля, который при температуре 1473 К (1200 °С) начинает менять микроструктуру сплава и появляется межкристаллитное окисление, делая его хрупким. Что тоже говорило о необходимости разработки нового сплава.

В реализации этой идеи участвовали многие организации и предприятия. В том числе московские ЦНИИЧермет, НИИавтоприборов, ВНИТИ (Днепропетровск), "Электросталь" (Электросталь), Южный трубный завод (Никополь) и завод АТЭ-3 (Ржев). Был проведен целый комплекс НИОКР. В частности, во ВНИТИ исследовали химический состав российских и считающихся одними из лучших японских тонкостенных трубок из жаростойких сплавов. В результате было установлено (табл. 1), что в японских трубках никеля несколько больше (~74,4 %), чем в российских (71 %), больше в них и железа. Других же элементов в наших трубках содержится, наоборот, больше. Например, углерода — в 4—6 раз, кремния — в 2—4 раза, марганца — в 4—5 раз, титана — в 3—4 раза, молибдена — в 7—9 раз. Кроме того, в отечественных сплавах присутствуют сера (0,015 %) и фосфор (0,02 %), а в японских их нет; в материале японских трубок довольно много алюминия, а в материалах наших трубок он отсутствует. Испытания, проведенные на АТЭ-3, показали, что японские трубки удовлетворительно деформируются в холодном состоянии, микротрещин на конусной части выполненных из них корпусов нагревательного элемента свечей не обнаружено, тогда как на корпусах из сплава ЭИ943 такие микротрещины были. На этом основании был сделан вывод: основными причинами появления микротрещин на конусной части корпуса нагревательного элемента из сплавов ХН78Т и ЭИ943 являются повышенное содержание в них углерода (0,007—0,12 %), кремния (0,5—0,8 %), марганца (0,7—1,5 %) и никеля (73—78%), а также обусловленная ими низкая пластичность (δ_{10} = 30 %). В связи с чем следующим этапом НИОКР стала разработка технических требований на механические свойства нового материала трубок: σ_B — не менее 600 МПа, $\sigma_{0,2}$ — не менее 200 МПа, δ_5 — не менее 40 %, содержание никеля — не более 50 %, жаростойкость — 1473 К (1200 °С).

В ходе реализации этих требований было опробовано несколько отечественных материалов. И среди них — жаростойкий сплав ХН45Ю (ЭП747) для центральных электродов искровых свечей зажигания. Опытную партию сплава (заготовки ∅180 мм) сделали на заводе "Электросталь", технологию изготовления из него трубок разработали во ВНИТИ, сами тонкостенные трубки 9,5 ×0 ,7 мм изготовил Южный трубный завод, штифтовые свечи 11.3740 с корпусом нагревательного элемента из этих трубок — завод АТЭ-3. Перед изготовлением корпуса ТЭНа для повышения пластичности трубки подвергали нормализации при 1423 К (1150 °С) в течение 15 мин. НИИАП провел механические и стендо-

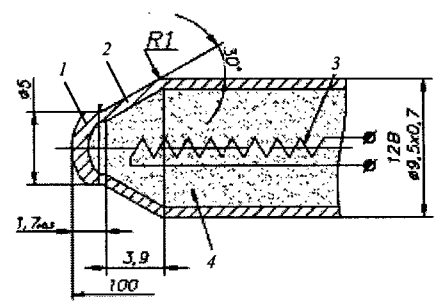


Рис. 2. Корпус нагревательного элемента электрофакельного устройства штифтовой свечи накаливания 11.3740:

1 — цилиндрическая часть; *2* — коническая часть; *3* — спираль; *4* — периклаз

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Таблица 1

Сплав	Размер трубки, мм	Химический состав сплава, %								
		C	Si	Mn	Cr	Ti	Mo	Al	Fe	Ni
Японские	9,0 × 0,7 11,0 × 0,5	0,018 0,018	0,23 0,23	0,28 0,35	14,5 14,5	0,17 0,22	0,27 0,35	0,22 0,14	8,9 9,1	Остальное
ХН78Т ЭИ943	11,0 × 0,5 9,0 × 0,7	0,12 0,07	0,80 0,50	0,70 1,50	19,0—22,0 15	0,35—0,50 0,6—1,0	— 2,0—2,5	— —	6,0 6,0	

Таблица 2

Маркировка образца	$d_{нар1}$, мм	$d_{нар2}$, мм	$d_{ср}$, мм	$d_{вн1}$, мм	$d_{вн2}$, мм	$d_{вн\,ср}$, мм	F_0, мм^2	$l_о$, мм	$l_к$, мм	$l_к - l_о$, мм	σ_5, МПа	P_0, кН	$\sigma_т$, МПа	$P_в$, кН	$\sigma_в$, МПа
4891-2	9,62	9,63	9,62	8,0	7,9	8,0	21,41	95,9	136,6	41,6	43,8	5,2	246,0	14,7	635,4
4543-1	9,56	9,56	9,56	8,0	8,0	8,0	22,13	95,0	142,0	47,0	49,5	4,9	221,4	13,7	619,1
4543-2	9,59	9,56	9,57	8,1	8,0	8,1	21,65	95,0	142,0	47,0	48,5	4,9	212,5	13,1	605,1
4949-2	9,58	9,58	9,58	8,2	8,0	8,1	20,54	95,0	Разрыв образца за базовой отметкой			5,8	243,4	12,5	608,6
4914-1	9,59	9,58	9,58	8,1	8,1	8,1	20,39	95,0				4,8	210,9	12,9	632,7
4914-2	9,59	9,57	9,58	8,1	8,1	8,1	20,54	95,0	136,0	41,0	43,2	4,8	233,7	12,7	618,3
4787-2	9,61	9,61	9,61	8,0	8,1	8,1	21,78	95,0	139,1	44,1	46,4	5,0	229,6	13,7	629,0

вые испытания опытных трубок и штифтовых свечей.

Как видно из табл. 2, в которой приведены результаты этих испытаний, значения механических свойств сплава ХН45Ю составляют: $\sigma_в$ = 605÷635 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 210÷246 МПа, δ_5 = 43÷49 %, что полностью соответствует техническим требованиям. Технологический процесс производства корпуса нагревательного элемента электрофакельного устройства из тонкостенных трубок 9,5 × 0,7 мм на АТЭ-3 показал, что сплав ХН45Ю более пластичен, чем ХН78Т. Опытную партию штифтовых свечей с корпусом ТЭНа из этого сплава испытывали и на АТЭ-3, и на КамАЗе. Результаты в обоих случаях — положительные. Поэтому трубка 9,5 × 0,7 мм из сплава ХН45Ю (ЭП747) была внедрена в массовое производство на заводе АТЭ-3. Она стала частью конструкции нагревательного элемента электрофакельного устройства штифтовых свечей 11.3740.024. Предварительный экономический эффект составил 31,0 тыс. руб.

Внедрение сплава ХН45Ю взамен ХН78Т в качестве материала трубок на 12 % снизило себестоимость свечей, на 33 % — расход никеля и на 43 % — титана. Но главное — решило проблему пуска дизелей автомобилей при температурах до 213 К (−60 °С).

УДК 62-592.131

РАСЧЕТНАЯ МОДЕЛЬ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ЗАРОЖДЕНИЯ ТРЕЩИН В ТОРМОЗНОМ БАРАБАНЕ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Ф.Г. ГУЛИЕВ

Азербайджанский ТУ

В предлагаемой вниманию читателей статье автор рассматривает разработанную им на основе шероховатой модели внутренней поверхности тормозного барабана расчетную модель, позволяющую прогнозировать зарождение трещины в нем при торможении автомобиля. То есть модель, которая уже на стадии проектирования автомобиля дает возможность всесторонне оценивать степень и характер воздействия параметров нагружения и микрогеометрии поверхности барабана на прочность элементов тормозной фрикционной пары.

Рассмотрим данную модель.

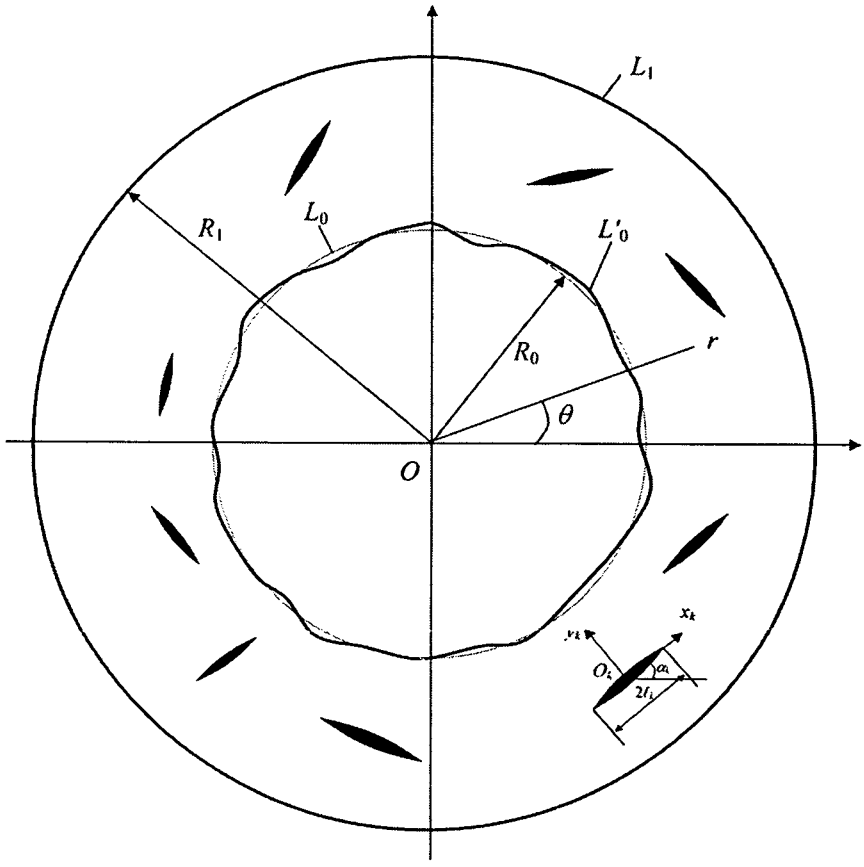
При повторно-кратковременном режиме торможения барабан тормозного механизма испытывает многократное циклическое нагружение. Но в его материале, по мнению большинства исследователей, всегда есть концентраторы напряжений, или области ослабленных межчастичных связей, и в этих областях при нагружении имеет место пластическое деформирование, т. е. образуются зоны пластического течения. Однако через некоторое число циклов нагружений (торможений) возможность пластического деформирования в области ослабленных межчастичных связей материала исчерпывается и раскрытие "берегов" полосы пластического течения резко возрастает. И если оно в точке максимальной концентрации достигает предельного для данного материала значения δ_c, то в этой точке зарождается усталостная трещина. Другими словами, трещина появляется с нуля.

Таким образом, задача моделирования процессов образования и роста усталостной трещины сводится к последовательному решению упруго-пластических задач. Что в общем-то особого труда не представляет, если исходить из предположения, что при действии нормальной (σ_c) и касательной (τ_s) нагрузок, возникающих на внутренней поверхности барабана вследствие ее взаимодействия с поверхностями тормозных колодок в зонах предразрушения (там, где появится усталостная трещина), нормальные и касательные напряжения постоянны.

Такое предположение (а оно вполне логично) позволяет моделировать пластическое течение в зонах предразрушения материала.

Теперь рассмотрим плоскую задачу напряженно-деформированного состояния тормозного барабана с зонами пред-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru



разрушения, которые смоделируем как области ослабленных межчастичных связей материала.

Поскольку указанные зоны (прослойки перенапряженного материала) по сравнению с остальной упругой частью барабана малы, то их можно мысленно удалить, заменив разрезами, поверхности которых взаимодействуют между собой по некоторому закону, соответствующему действию удаленного материала. Следовательно, задачу деформирования барабана в процессе торможения автомобиля за пределом упругости материала можно свести к задаче деформирования упругого барабана, имеющего N условных разрезов. (Силы, действующие на "берегах" этих разрезов, называются силами ослабленных связей, а зоны, в которых они появляются, — зонами предразрушения, или областями ослабленных связей.)

При таком допущении возникновение усталостной трещины в тормозном барабане представляет собой процесс перехода зоны предразрушения в область разорванных связей между поверхностями материала тормозного барабана. Однако размеры зон предразрушения, к сожалению, заранее неизвестны, поэтому их нужно определять.

Для этого тормозной барабан представим в виде изотропного однородного тела, внутренний контур которого близок к круговому. Кроме того, учтем, что реальная внутренняя поверхность барабана никогда не бывает абсолютно гладкой, а всегда имеет микро- или макроскопические неровности технологического характера, т. е. шероховатость.

Отнесем, далее, барабан к полярной системе координат r, θ (см. рисунок), выбрав их начало в центре концентрических окружностей L_1 (наружная поверхность) и L_0 (внутренняя поверхность) с радиусами R_1 и R_0, и рассмотрим некоторую реализацию шероховатой внутренней поверхности барабана, считая, что выполняются условия плоской деформации. Для этого представим границу внутреннего контура L'_0 в виде формулы $r = \rho(\theta) = R_0 + (R_{max}/R_0)H(\theta)$, в которой $R_{max}/R_0 = \varepsilon$ — малый параметр; R_{max} — наибольшая высота выступа (впадины) неровности внутренней поверхности барабана; $H(\theta)$ — функция, не зависящая от малого параметра. Кроме того, будем считать, что в сечении барабана есть N прямолинейных полос предразрушения длиной $2l_k$ ($k = 1, 2, ..., N$). В центрах образуемых ими зон предразрушения разместим начало локальных систем координат $x_k\theta_k y_k$, оси x_k которых совпадают с линиями полос предразрушения и образуют углы α_k с осью x; "берега" зон предразрушения взаимодействуют между собой так, что это взаимодействие (связи между "берегами") сдерживает зарождение трещины. Наконец, задачу будем рассматривать как квазистатическую.

Граничные условия задачи напряженно-деформированного состояния при $r = \rho(\theta)$ на площадке контакта будут иметь вид $\sigma_n = -\rho(\theta)$, $\tau_{nt} = -f\rho(\theta)$; а вне площадки контакта — $\sigma_n = 0$; $\tau_{nt} = 0$; при $r = R_1 \sigma_r = 0$, $\tau_{r\theta} = 0$; на "берегах" зон предразрушения — $\sigma_{y_k} = \sigma_s$, $\tau_{x_k y_k} = \tau_s$. (Здесь σ_r, σ_θ, $\tau_{r\theta}$ — компоненты напряжений в полярной системе координат; $\rho(\theta)$ — контактное давление; f — коэффициент трения фрикционной пары; σ_s и τ_s — пределы текучести материала барабана при растяжении и сдвиге.)

В этих краевых условиях принято, что в зоне контакта кроме контактного давления $\rho(\theta)$ действуют касательные напряжения, связанные с контактным давлением по закону Амонтона—Кулона.

Чтобы найти значения внешней нагрузки (контактного давления), при которой происходит зарождение трещины, нужно основные соотношения задачи дополнить условием (критерием) зарождения этой трещины. В качестве такого условия автор принял критерий критического раскрытия "берегов" зоны предразрушения, вычисляемый по формуле $|(v^+ - v^- - i(u_k^+ - u_k^-)| = \delta_c$, где $k = 1, 2, ..., N$; $i = \sqrt{-1}$; $(u_k^+ - u_k^-)$ — касательная составляющая раскрытия "берегов" полосы предразрушения; $(v_k^+ - v_k^-)$ — нормальная составляющая раскрытия "берегов" полосы предразрушения; δ_c — характеристика сопротивления материала барабана трещинообразованию, определяемая экспериментально.

Таким образом, согласно предлагаемой расчетной модели сначала определяется напряженно-деформированное состояние барабана с полосами предразрушения в момент торможения автомобиля. Затем, используя найденное деформированное состояние барабана и критерий зарождения трещины, получаем возможность (при заданных характеристиках трещиностойкости материала) рассчитать критическую величину внешней нагрузки (контактного давления), размеры полос предразрушения для состояния предельного равновесия. (Расчеты проводились применительно к тормозному механизму грузового автомобиля КамАЗ-5320.)

Отметим, что, зная основные значения критических параметров разрушения (зарождения трещины) и влияние на них свойств материалов, класса технологической обработки поверхности фрикционных пар и др., можно обоснованно управлять процессом трещинообразования путем конструкторско-технологических решений на стадии проектирования. В частности, оценивать гарантированный ресурс тормозного барабана с учетом ожидаемых дефектов и условий нагружения; устанавливать допустимый уровень дефектности и максимальные значения рабочих нагрузок, обеспечивающие барабану достаточный запас надежности; выбирать для барабанов материалы с необходимым комплексом статических и циклических характеристик трещиностойкости.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.067.574

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В СИСТЕМАХ РЕГИОНАЛЬНОГО МОНИТОРИНГА ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОТРАНСПОРТА

Канд. физ.-мат. наук О.А. ИВАЩУК

Орловский ГАУ

Отечественный и зарубежный опыт показывает: многие вопросы, связанные с повышением экологической безопасности автотранспорта, можно и нужно решать на региональном (область, район, город, отдельные территории) уровне. При этом наиболее рационально использовать управленческий подход, суть которого, если коротко, сводится к оценке фактического состояния окружающей среды, сложившегося в регионе при ее взаимодействии с объектами автотранспортного комплекса (АТК), и факторов, влияющих на его изменение, прогнозированию развития экологической ситуации и выработке управляющих воздействий на эти факторы. Однако для успешной реализации данного подхода нужна доступная, репрезентативная, непрерывно обновляемая и достоверная информация о внешней среде и воздействии на нее АТК и отдельных его объектов. Что, очевидно, возможно лишь при внедрении на различных уровнях иерархии административно-территориального деления специализированных автоматизированных систем экологического мониторинга (АСЭМ), которые должны быть составным элементом управляющей подсистемы региональной системы управления качеством окружающей среды и обеспечивать взаимодействие между последней и управляемой подсистемой. Под управляемой подсистемой подразумевается процесс негативного воздействия АТК или его объектов на окружающую среду в регионе. Причем для более оперативного контроля и эффективного воздействия на данный процесс целесообразно его разделить на подпроцессы и каждый из них представлять в виде совокупности двух подсистем — технической (ТП), определяющей процесс функционирования объекта АТК и мощность его негативного воздействия на окружающую среду, и подсистему переноса и накопления (ППН) загрязнений в окружающей среде, т. е. подсистему, которая формирует зоны неблагополучной экологической обстановки при распространении в пространстве загрязнений от объекта АТК.

Общая структурная схема такой системы приведена на рис. 1. На ней, как видим, выделены следующие переменные: X_0 — входные параметры, или управляемые факторы (параметры), одновременно характеризующие функционирование данного объекта АТК и определяющие мощность его негативного воздействия на выделенные для рассмотрения компоненты окружающей среды; Z — внутренние возмущения (воздействия), определяющие дополнительную нагрузку на эту среду; ω — внешние возмущения (воздействия), которые влияют на распространение и накопление загрязнений в пространстве; U — управляющие воздействия, связанные с варьированием параметров, определяющих уровень негативного воздействия i-го объекта АТК на окружающую среду; Y' — вектор, компоненты которого характеризуют результат производственной деятельности (производимой продукции) i-го объекта АТК; X_{1r} — вектор, компоненты которого характеризуют мощность эмиссии загрязнений, "производимых" непосредственно при функционировании i-го объекта АТК в r-й компонент окружающей среды; X_{2r} — определяемые в точке контроля значения соответствующих критериев качества k-го компонента окружающей среды, которые характеризуют состояние подпроцесса, возникшее в результате суммарного влияния перечисленных выше переменных.

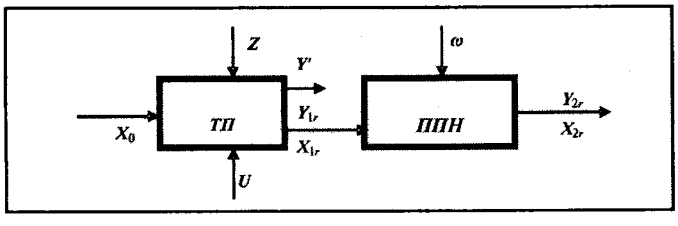


Рис. 1. Структурная схема подпроцесса

Задача оптимального управления негативным техногенным воздействием конкретного объекта АТК на окружающую среду формулируется так:

$$\min\left\{\sum_{r=1}^{R} F_r(X_0, U, Z, \omega, X_{2r}) = \sum_{r=1}^{R} [F_{1r}(X_0, U, Z, X_{1r}) + F_{2r}(X_{1r}, \omega, X_{2r})]\right\}, \quad X_{1r} = g_{1r}(X_0, Z, U), \quad X_{2r} = g_{2r}(X_{1r}, \omega),$$

$$Y_{1r} = X_{1r}; \quad Y_{2r} = X_{2r}, \quad r = \overline{1, R}.$$

В этой формулировке: $F_r(X_0, U, Z, \omega, X_{2r})$ — критерий оптимальности экологического состояния r-го компонента окружающей среды, которое формируется в результате подпроцесса; $F_{1r}(X_0, U, Z, X_{1r})$, $F_{2r}(X_{1r}, \omega, X_{2r})$ — критерии оптимальности для ТП и ППН соответственно; $X_{1r} = g_{1r}(X_0, Z, U)$ — семейство зависимостей мощности эмиссии загрязнения от входных параметров и управляющих воздействий для различных контролируемых природных сред; $X_{2r} = g_{2r}(X_{1r}, \omega)$ — семейство зависимостей уровня загрязненности r-го компонента окружающей среды от входных параметров и внешних возмущений; $Y_{1r} = X_{1r}$; $Y_{2r} = X_{2r}$ — уравнения, отражающие связь подсистем.

Подзадача поставленной выше задачи, связанная с получением значений выходов подсистем ТП и ППН, может быть прямой, обратной и комбинированной. В первом случае их получают по заданным значениям входных, внешних и (если это возможно) внутренних параметров значений этих выходов, что обеспечивает возможность модельной оценки и прогнозирования изменений качества r-й природной среды, происходящих в результате процесса (подпроцесса) P/P_i; во втором — неизвестные входные величины, соответствующие требуемым значениям выходов, т. е. показатели качества природных сред. А имея ввиду, что в распоряжении исследователя всегда имеются какие-то дополнительные сведения об учитываемых параметрах внешнего воздействия, оказывающих прямое влияние на неблагоприятную экологическую обстановку, а также некоторые входные компоненты, решение задачи становится комбинированным: по известным значениям части компонентов входного и выходного векторов определяются оставшиеся неизвестные компоненты. Причем решение именно обратных и комбинированных задач обеспечивает возможность научно обоснованного выбора конкретных мероприятий по снижению негативного воздействия рассматриваемого объекта АТК на окружающую среду.

Таковы общие соображения. Если же говорить более конкретно, то для решения рассматриваемой задачи (ее подзадач) необходимо, чтобы в АСЭМ был заложен набор соответствующих математических моделей. Причем моделей, по мнению автора, наиболее современных, основанных на интеллектуальных технологиях. То есть технологиях искусственного интеллекта, имитирующего деятельность нейронов мозга (искусственные нейронные сети, нечеткая логика) и позволяющего осуществлять интеллектуальный анализ, который является сферой пересечения человеческих знаний, машинного обучения, математического моделирования и баз данных. В результате из различных баз данных удается извлечь ранее неизвестную и при этом достоверную информацию, которая служит основой для принятия решений.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

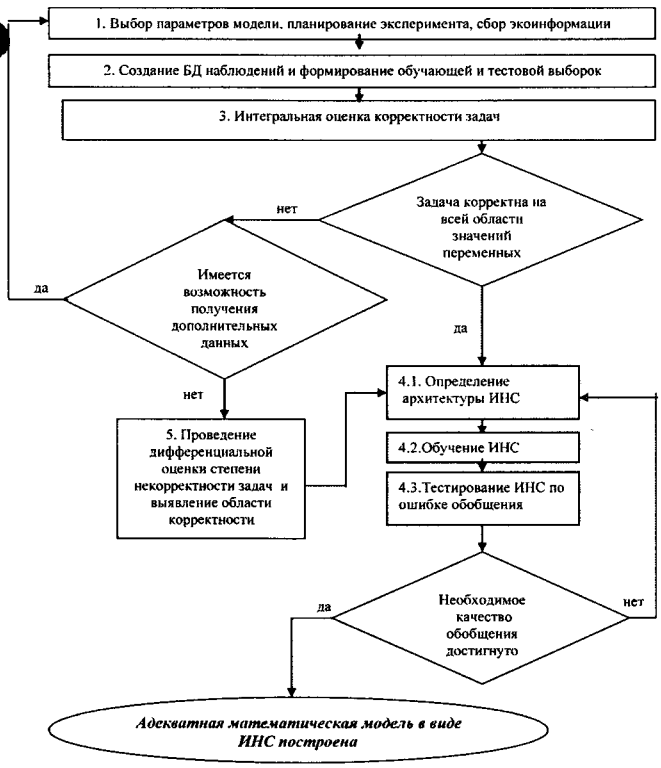


Рис. 2. Основанный на нейрокомпьютерной технологии алгоритм решения прямых и обратных задач при исследовании уровня негативного воздействия объектов АТК на окружающую среду

Для реализации этой идеи автором разработан универсальный алгоритм (рис. 2) решения задачи оценки и прогнозирования уровня негативного воздействия объектов АТК на качество окружающей среды. Причем как прямой, так и обратной и комбинированной задач. Другими словами, разработан алгоритм построения математических моделей на основе искусственных нейронных сетей (ИНС), обеспечивающих эффективное решение приведенной выше задачи управления (всех ее подзадач).

Рассмотрим этот алгоритм.

На его шаге 1 выбираются параметры модели, составляется план экспериментов, собирается необходимая экологическая информация (значения составляющих векторов X_0, ω, Y_{1r}, Y_{2r}). В итоге создается база данных наблюдений, на основе которой на шаге 2 формируются обучающая и тестовая выборки, состоящие из определенного числа примеров и требуемых ответов и используемые для последующего обучения ИНС с оценкой ошибки $E_{об}$ ее обучения и для оценки прогностических возможностей построенной и обученной ИНС по ошибке $E_{пр}$ обобщения (прогноза).

На шаге 3 проводится интегральная оценка корректности задачи на всей области значений параметров, используемых для построения математической модели. При рассмотрении конкретного подпроцесса P_i (конкретного объекта или группы объектов АТК) предварительно определяется топология ИНС с прямой передачей сигнала и обратным распространением ошибки с большим (предельным, согласно расчетам) числом промежуточных нейронов (чтобы полученная ошибка была связана только с некорректностью задачи) и реализуется следующий цикл из m шагов: последовательно выбирается $(M - 1)$ параметров из M, включенных в модель, которые считаются известными (из обучающей выборки), а оставшийся параметр считается неизвестным; для каждой m-й мини-задачи проводится обучение ИНС. Определяется $E_{об.т}$ как процент среднего квадрата ошибки. Если указанная ошибка мала (до 10 %) на всей области значений параметров, т. е. для всех M тестируемых мини-задач, то имеется сходимость нейросетевой аппроксимации и диагностируется корректность как прямой, так и обратной задач.

Затем реализуются шаги 4.1—4.3, на первом из которых определяется архитектура ИНС, на втором выбирается метод ее обучения и проводится само обучение, а на третьем изучаются ошибки $E_{пр}$ обобщения построенной и обученной ИНС исходя из априорных теоретических соображений о ее сложности или на основе прямых вычислений с использованием специально отобранной на шаге 2 группы данных — тестовой выборки. И если окажется, что качество обобщения недостаточно высокое, происходит возврат к шагу 4.1. При этом можно попытаться уменьшить число нейронов в скрытых слоях ИНС и применить алгоритмы удаления наименее значимых связей, принципиально изменить архитектуру ИНС или выбрать другой алгоритм ее обучения.

При получении на шаге 3 неприемлемо большой ошибки обучения диагностируется некорректная постановка соответствующей задачи. Причем нужно иметь в виду, что некорректными являются обратные и комбинированные задачи. Причина — отсутствие однозначности обратной зависимости. Однако при наличии "шума" (случайных компонент) в значениях входного вектора ИНС имеется целое "облако" решений прямой задачи, причем его размер пропорционален величине "шума". Вследствие этого нарушается единственность решения прямой задачи и она тоже становится некорректно поставленной.

В таких случаях следует рассмотреть возможность получения дополнительных данных. Либо — количественного и (или) качественного изменения состава параметров математической модели. В результате произойдет изменение и (или) дополнение базы данных наблюдений и, соответственно, обучающей и тестовой выборок. Таким образом будут повторно реализованы шаги 1—3. Если же это невозможно, то реализуется шаг 5, позволяющий дифференциально оценить степень некорректности задачи.

На этом шаге проводится кластерный анализ данных на основе возможностей ИНС (наиболее распространенный его вариант — применение самоорганизующихся карт Кохонена) и оценивается распределение ошибок обучения в пространстве параметров модели. Далее строится система малых экспертов — многослойных ИНС с обратным распространением, использующих данные отдельных кластеров, или более укрупненная оценка на основе ИНС встречного распространения. Причем для получения адекватной математической модели с хорошими предсказательными способностями в области корректности задачи также реализуются шаги 4.1—4.3.

Рассмотренные выше теоретические положения использованы автором в 2006—2007 гг. в ходе работы над региональным (Орловский регион) проектом Российского фонда фундаментальных исследований. В частности, были созданы модель АСЭМ-АД, предназначенная для функционирования в зоне влияния городских автодорог, и банк нейросетевых математических моделей, обеспечивающих ее эффективное функционирование в Орле. Этот банк включает 51 математическую модель двух типов в виде обученных ИНС.

Это, во-первых, модели для оценки и прогнозирования качественного состояния атмосферного воздуха (по содержанию в нем оксида углерода), акустической среды (по значению эквивалентного уровня шума) и уровня загрязненности поверхностного стока (дождевые и талые воды), стекающего с полотна автодороги (по содержанию в нем нефтепродуктов и взвешенных веществ) в зависимости от значений параметров потоков автотранспорта, улично-дорожной сети и внешнего взаимодействия (решение прямых задач в качестве подзадач). Такие модели позволяют определять параметры (показатели качества) окружающей среды на перегонах и перекрестках автодорог. Причем как на краю проезжей части, так и на границе жилой застройки, как в теплый, так и в холодный периоды

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

года. То есть модели первого типа позволяют решать прямые задачи.

Во-вторых, модели для определения управляющего воздействия как вариации параметров потоков автотранспорта и/или улично-дорожной сети для достижения требуемого значения показателей качества внешней среды с учетом возможных изменений параметров внешнего воздействия. То есть модели, позволяющие решать обратные задачи (задачи управления).

ИНС рассматриваемой технологии строилась в среде матричной системы компьютерной математики MATLAB 6.5+Service Pack 1. Для тестирования на корректность соответствующих прямых, обратных и комбинированных задач была выбрана ИНС с прямым распространением сигнала и обратным распространением ошибки.

Конкретная архитектура каждой ИНС определялась путем построения и последующей проверки на адекватность и предсказательные способности большого числа различных сетей, в каждой из которых варьировалось число слоев (один или два) нейронов в скрытых слоях, изменялись функции активации первого и второго — линейная, радиальная базисная (гауссова), сигмоидальная (логистическая), сигмоидальная (гиперболический тангенс). Обучение ИНС также проводилось различными методами.

Выбор типа ИНС и числа слоев не более двух (этот случай имеет хорошее математическое обоснование) позволил использовать для построения и обучения ИНС графический GUI-интерфейс MATLAB (окно "Управление сетью/данными"), что помогло проанализировать все возможные варианты и выбрать наилучший из них. Так, результаты исследований показали, что наилучший вариант, дающий адекватное решение прямых и обратных задач, — двухслойные ИНС, в архитектуре которых применяется сигмоидальная (логистическая) функция активации (как в первом, так и во втором слое). При этом практически для всех сетей число нейронов в первом слое составило 8—12, а во втором — 1—2 (по размерности выходного вектора).

При обучении ИНС на основе различных алгоритмов наименьшие значения ошибок обучения и средних ошибок аппроксимации на обучающей выборке получены в результате применения метода оптимизации Левенберга—Марквардта.

Что касается конкретных результатов использования разработанного алгоритма, то они следующие: критерий средней квадратичной ошибки mse = $7{,}4 \cdot 10^{-8} \div 1{,}87 \cdot 10^{-4}$; средняя ошибка аппроксимации на обучающей выборке $\bar{A}_{об} = 0{,}005 \div 1{,}47$ %; средняя ошибка аппроксимации на тестовой выборке $\bar{A}_{прог} = 0{,}31 \div 5{,}06$ %.

Разработанный банк программных математических моделей в виде ИНС обеспечивает реализацию эффективной работы АСЭМ-АД, прежде всего ее высшей, экспертно-информационной, подсистемы, и способствует осуществлению различных имитационных экспериментов. Это не только определение сформированного уровня загрязнения выбранной для контроля внешней среды при различном сочетании входных параметров и параметров внешнего воздействия и прогнозирование развития сформированной экологической ситуации, но и эффективные оценка и прогнозирование результатов как планируемых, так и уже реализованных природоохранных мероприятий. Кроме того, модели могут эффективно использоваться для прогнозирования качественного состояния окружающей среды при строительстве новых жилых или производственных объектов в зоне влияния автомобильных дорог, переустройстве улично-дорожной сети и т. д.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Саркисян А.З. — Механизм проектного управления как способ обеспечения высокого темпа развития автомобилестроения 1
Куликова С.В. — Интернет-исследование внешней среды дилера грузовых АТС 3
Москвин Р.К. — Слабого — добей? 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Семенов А.Г., Яугонен В.И. — Преобразование давления в надпоршневом пространстве как способ повышения мощности ДВС 6
Ворогушин В.А. — Устранение эффекта клинения в бесшатунном механизме С.С. Баландина 8
Карунин М.А., Устименко В.С., Баранова Е.В. — Системы подрессоривания — основной резерв повышения плавности хода автомобилей многоцелевого назначения 13
Тверсков Б.М. — Высокоэффективный демпфер крутильных колебаний 16
Бугаев С.В., Новиков В.А., Коньков М.Ю. — Температурные режимы опытных и серийных шин полноприводных автомобилей КамАЗ и "Урал" 18
Балакина Е.В. — Моменты сил в пятне контакта управляемого колеса с опорной поверхностью при различных режимах движения автомобиля . 20
Голубев Ю.А. — Расчетная оценка КПД дисковых тормозных механизмов с пневмоприводом 23
Читатель предлагает
Богданов В.И. — Автомобиль и его двигатель — возможные перспективы развития 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Комаров В.В., Андрианов Ю.В. — О механизмах реализации норм и правил ТО и ТР, установленных изготовителями АТС 28
Ишутин А.В. — Пути повышения устойчивости дилера в секторе автосервиса 31

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Кремень З.И., Лебедев А.И., Востроknутов Д.В. — Круги из эльбора как средство повышения эффективности шлифования кулачков распределительных валов 34
Алиев А.А., Машинин В.В., Шмурнов Е.А. — Для повышения качества штифтовых свечей накаливания 35
Гулиев Ф.Г. — Расчетная модель прогнозирования зарождения трещин в тормозном барабане грузового автомобиля 36
Иващук О.А. — Интеллектуальные технологии в системах регионального мониторинга экологической безопасности автотранспорта 38

Главный редактор Н. А. ПУГИН
Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ
РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:
И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

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

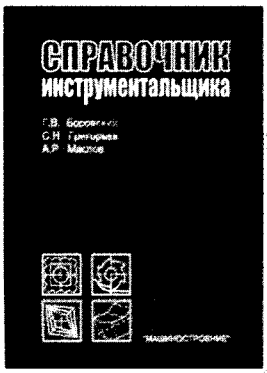
Корректор М.В. Сысоева
Сдано в набор 31.10.2008. Подписано в печать 15.12.2008.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,02. Зак. 2.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98. Факс (499) 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

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

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru



Боровский Г.В., Григорьев С.Н., Маслов А.Р.
Справочник инструментальщика. Под общ. ред. А.Р. Маслова.
2-е изд., 2007. – 464 с., тв. пер., 60×88 1/16
ISBN 978-5-217-03389-8

Цена с НДС 363 руб.

Помещены справочные данные, необходимые для конструирования и рациональной эксплуатации режущего и абразивно-алмазного инструмента. Приведены сведения о современных инструментальных материалах, режущих и вспомогательных инструментах, в том числе об инструментальной оснастке станков с ЧПУ, методах модификации рабочих поверхностей инструмента, режимах термообработки, методах затачивания, контроля, маркировки, консервации и упаковки инструмента.

Предназначен для инженеров-конструкторов и технологов машиностроения, может быть полезен студентам технических университетов, обучающихся по специальности "Технология машиностроения, металлообрабатывающие станки и инструменты".

Кондаков А.И., Васильев А.С. **Выбор заготовок в машиностроении**: справочник. 2007. – 560 с., тв. пер., 60×88 1/16
ISBN 978-5-217-03382-9

Цена с НДС 440 руб.

Изложен методический подход и необходимое информационное обеспечение для обоснованного выбора исходных заготовок в условиях современного многономенклатурного машиностроительного производства. Приведены характеристики свойств основных конструкционных материалов и рекомендации по их выбору. Даны сведения об основных видах заготовок и способах их изготовления. Указаны основные критерии и правила выбора заготовок. Изложены различные методики обоснования решений, принимаемых при выборе заготовок. Рассмотрены проблемы автоматизации выбора заготовок на основе современных информационных технологий.

Для специалистов и технологов промышленных предприятий, работников научно-исследовательских учреждений, аспирантов и студентов втузов.

Чижков Ю.П. **Электрооборудование автомобилей и тракторов**: учебник. 2007. – 656 с., тв. пер., 60×88 1/16
ISBN 5-217-03358-4

Цена с НДС 495 руб.

Приведено описание конструкций, принципа работы и технических данных устройств и приборов электрического и электронного оборудования автомобилей и тракторов.

Отличительными особенностями учебника являются полнота охвата дисциплины и простота изложения, учет требований новых ГОСТов. Для лучшего усвоения материала учебник хорошо иллюстрирован.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки "Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы". Может быть полезен для студентов средних профессиональных учебных заведений, обучающихся по автотракторным специальностям, а также работникам автотранспортных предприятий и сервиса, лицам, интересующимся устройством электрооборудования автомобиля и трактора.

Приобрести книгу можно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку по факсу: (499) 269-48-97; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер. 4, ООО "Издательство Машиностроение", по e-mail: realiz@mashin.ru.

Справки по тел. (499) 269-66-00. http://www.mashin.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

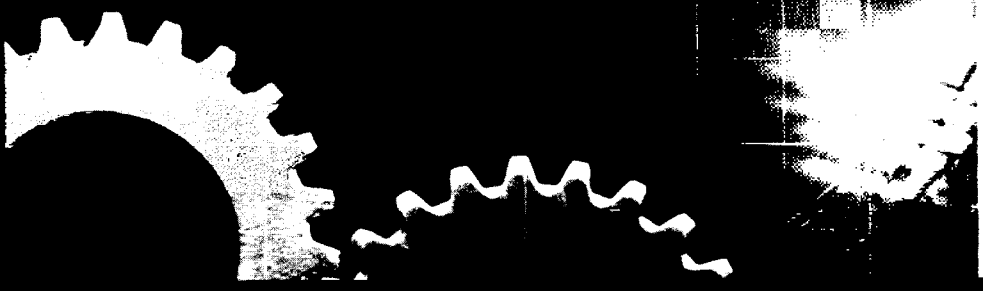
MVK

www.MVK.ru

(+7 495) 995-05-95

18 – 22 МАЯ 2009 года
Москва, МВЦ «Крокус Экспо»
MAY 18 – 22, 2009
Crocus Expo International Exhibition Centre

НА ПРАВАХ РЕКЛАМЫ



20 SUCCESSFUL YEARS!

MASHEX – the leading Russian exhibition in the machine building industry.

Held since 1989. Annualy since 2007.

In 2008 companies from 20 countries participated in the exhibition.
The MASHEX exposition occupied over 30.000 sq.m.

For 20 years Mashex has been supported by different governmental bodies, industrial associations and unions.

МАШИНОСТРОЕНИЕ
МЕТАЛЛООБРАБОТКА

ufi Approved Event
Проверено FKM
МТПП

MASHEX
METALWORKING

СТАНКИ / MACHINE TOOLS • КОМПЛЕКТУЮЩИЕ / COMPONENTS • ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ / INFORMATION TECHNOLOGIES
ЭЛЕКТРОТЕХНИКА / ELECTRIC ENGINEERING • ПОДШИПНИКИ / BEARINGS • ЛИТЬЁ / MOULDING

Московская торгово-промышленная палата, Союз машиностроителей России и ЗАО «МВК» приглашают Вас принять участие в выставке МАШИНОСТРОЕНИЕ / MASHEX–2009, посвященной металлообработке, станкостроению, машиностроению и промышленным технологиям.

Moscow Chamber of Commerce and Industry, Russian Engineering Union and JSC "IEC", MVK are pleased to invite you to take part in the International Specialized Exhibition MASHEX–2009, the only show that will deliver the entire metalworking, machine building and machine tools market in a single venue.

- МАШИНОСТРОЕНИЕ / MASHEX
- ИНТЕХМАШ / INTECHMASH
- ПОДШИПНИКИ (ИНБЕТЕК) / INBETECH
- ЛИТЭКСПО / LITEXPO
- ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЕ И СКЛАДСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ / HANDLING EQUPMENT
- РЕТЕКМАШ / RETECHMASH

Организатор / Organizer:
ЗАО "Международная Выставочная Компания"

При поддержке: / Союз машиностроителей России

Информационный спонсор / ОАО "Издательство "Машиностроение"

20 УСПЕШНЫХ ЛЕТ!

MASHEX – главная выставка станкостроительной отрасли в России.

Проводится с 1989 года.
С 2007 года ежегодно.

Выставка одобрена Всемирной Ассоциацией Выставочной Индустрии (UFI). Имеет Знак Российского Союза выставок и ярмарок.

В 2008 году в выставке приняли участие компании из 20 стран. Экспозиции Mashex заняли более 30 000 кв.м.

На протяжении 20 лет MASHEX поддерживается государственными структурами, отраслевыми объединениями, ассоциациями, союзами.

Дирекция выставки / Exhibition Management:
(+7 495) 982 50 69
e-mail: mashex@mvk.ru

www.mashex.ru

РЕГИОНАЛЬНЫЕ ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ЗАО «МВК»:
МВК СЕВЕРО-ЗАПАД: +7 (812) 332-15-24, МВК УРАЛ: +7 (343) 371-24-76,
МВК ВОЛГА: +7 (843) 291-75-89, МВК СИБИРЬ: +7 (383) 201-13-68,
МВК ЮГ: +7 (863) 203-72-78

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

ISSN 0005-2337. Автомобильная промышленность. 2009. № 1. 1–40. Индексы: 700

Э ("Пресса России"), 60266 ("Почта России")