

УЧРЕДИТЕЛИ:

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 7 • июль • 2012



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113

АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛЬНАЯ ОТРАСЛЬ РОССИИ ПОСЛЕ ВСТУПЛЕНИЯ В ВТО

Д-р техн. наук **Х.А. ФАХИЕВ**
Уфимский ГАУ (8.960. 380-35-36)

Рассмотрены условия и последствия вступления России в ВТО для отечественного рынка АТС.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, легковой автомобиль, рынок, Всемирная торговая организация, цена, импорт, пошлина.

Faskhiev Kh.A.

AUTOMOBILE BRANCH OF RUSSIA AFTER THE INTRODUCTION INTO THE WORLD TRADE ORGANIZATION

Russia's accession to the World Trade Organization conditions and consequences are considered.

Keywords: vehicle, car, market, the World Trade Organization, price, import, duty.

После 18 лет переговоров в декабре 2011 г. был подписан протокол о принятии России во Всемирную торговую организацию (ВТО). Это означает, что российская экономика должна теперь вести свою внешнеэкономическую деятельность с соблюдением правил этой организации, созданной с целью либерализации международной торговли и регулирования торгово-политических отношений государств-членов.

Основная идея ВТО, как известно, заключается в снижении импортных тарифов и взаимном открытии рынков ее стран-членов, международная торговля на принципах равноправия. При этом считается, что страна, вступившая в ВТО, может рассчитывать на получение социально-экономических преимуществ.

В частности, оно создает более благоприятные условия доступа на мировые рынки товаров и услуг; обеспечивает доступ к механизму ВТО по разрешению споров, обеспечивающему защиту национальных интересов, если они ущемляются партнерами; дает возможность реализации своих текущих и стратегических торгово-экономических интересов; снижает стоимость и повышает качество жизни за счет выхода на рынок конкурентоспособных товаров и услуг (например, автомобиль "Сузуки Гранд Витара" на рынке члена ВТО, США, стоит 18 тыс. амер. долл., а в России — 32–35 тыс.); повышает доходы государст-

ва (за счет роста торгового оборота) и уровень занятости (за счет роста экспорта); защищает от лоббирования: государство берет на себя определенные четко обозначенные международные обязательства; является инструментом борьбы с коррупцией (отказ от квот, обеспечение прозрачности, гласности).

Однако практика показывает, что вступление в ВТО выгодно, прежде всего, тем странам, где в структуре экспорта преобладают товары конечного потребления, а в импорте — сырьевые товары и полуфабрикаты. Россия же к таким странам не относится: основная доля ее экспорта приходится на минерально-сырьевые ресурсы (в 2010 г. — 93,2 %), а импорта — на машины, оборудование и другие готовые к потреблению товары (в 2010 г. — 70 %). Поэтому однозначного мнения среди экономистов и общественности по поводу последствий вступления России в ВТО, естественно, нет. Например, результаты опроса РИА "Новости", проведенные в начале 2012 г., показывают, что 70,3 % респондентов считают, что вступление в ВТО отрицательно повлияет на экономику России, 19,3 % ожидают улучшения ситуации на рынке, а 10,4 % считают, что изменений не будет. По оценке же Всемирного банка, те отрасли, которые выигрывают от вступления России в ВТО, — это треть российской экономики. В то же время те, которые проигрывают, — составляют только 4 %. Причем больше всего выигрывают металлургические фирмы, так как прекратится квотирование экспорта металлопроката в ЕС. Особенно выгодным вступление в ВТО будет для производителей горячекатаного проката, поскольку по другим позициям экспортные квоты в ЕС российскими комбинатами не выбираются.

Положительным последствием такого акта должна стать либерализация экономики и улучшение бизнес-климата в стране, увеличение иностранных инвестиций в российскую экономику, снижение зависимости бюджета от колебаний цен на сырьевых площадках, расширение доступа несырьевых компаний на мировые рынки. Немаловажен и тот момент, что Россия вместе с членством в организацию получает рычаги и механизмы воздействия ВТО на своих партнеров за рубежом.

Со вступлением в ВТО будут снижены импортные пошлины практически по всей номенклатуре товаров. Причем "уровень связывания" таких пошлин будет устанавливаться постепенно: на первом этапе сокращение ставок коснется одной трети всех тарифных позиций, через три года вступят в действие новые тарифы еще по четверти позиций. Самый продолжительный переходный период установлен для мяса птицы (8 лет), легковых автомобилей, вертолетов и гражданских самолетов (7 лет). При этом среднее снижение пошлин по всей группе товаров составит 2,2 % – с 10 до 7,8 %, а по отдельным их группам оно будет неодинаковым и неодновременным. Так, средний тариф на импорт продукции сельского хозяйства снизится с нынешних 13,2 до 10,8 %, на промышленные товары – с 9,5 до 7,3 %; на лекарства – с 15 до 5 %; на широкофюзеляжные самолеты – с 20 до 7,5 %, на остальные их типы – до 12 %; на комбайны – с 15 до 5 %, на автомобили – с 15,5 до 12,0 %. Пошлины же на компьютеры, их комплектующие, технологическое, строительное и научное оборудование, хлопок будут отменены вообще. Экспорт энергоресурсов, основной источник доходов России от внешнеэкономической деятельности, ВТО никак не регулируется.

Россия обязуется также ограничить сельскохозяйственные субсидии, которые ВТО относит к категории искажающих нормальные условия торговли, уровнем в 9 млрд амер. долл. в 2012 г., а к 2018 г. эти субсидии будут постепенно уменьшены до 4,4 млрд долл.

Естественно, снижение импортных пошлин негативно влияет на объемы выпуска аналогичной отечественной продукции, но покупатели и продавцы импортных товаров останутся в выигрыше. Рассмотрим эту закономерность на примере автомобилей.

Продавцы и покупатели грузовых и легких коммерческих автомобилей от вступления России в ВТО однозначно выиграют, так как пошлины на новые грузовые автомобили снизятся на 10–15 %. Так, на новые самосвалы полной массой более 20 т они уменьшатся с нынешних 25 до 10 %, а через три года – до 5 %; на бывшие в эксплуатации от трех до пяти лет – с 30 до 15 %, а через три года – до 10 %. Дополнительная ставка 2,2 евро за 1 см³ рабочего объема двигателя будет вообще отменена, а пошлину 4,4 евро за 1 см³ для самосвалов возрастом от пяти до семи лет заменят ставкой 15 %, которая через три года упадет до 10 %. На самосвалы же старше семи лет пошлина уменьшится с 4,5 до 1 евро за 1 см³ двигателя.

Примерно такая же картина и с седельными тягачами: после присоединения к ВТО пошлины на них снизятся с 25 до 15 %, а через три года – до 10 %; на технику, выпущенную от трех до пяти лет назад, – с 30 до 15 %, а через четыре года – до 10 %, тягачи старше семи лет – с 2,2 евро на 1 см³ двигателя сразу до 1 евро.

Можно ожидать удешевления и легких коммерческих грузовых АТС: пошлина на те из них, которые оснащены бензиновыми двигателями, снизится с нынешних 25 до 15 %, а в течение трех лет – до 10 %. Специфическая же денежная ставка при этом сильно не изменится – с 1 евро за 1 см³ двигателя до 0,6 евро. Что же касается дизельных малотоннажных

АТС, то пошлины на них сразу же после вступления в ВТО упадут до 10 %.

Как видим, существенное снижение импортных пошлин касается всех позиций, что, естественно, отразится на рынке грузовых автомобилей, который в последние три года, по мере преодоления последствий финансово-экономического кризиса, развивается довольно интенсивно: перевозчики обновляли чрезмерно устаревший парк подвижного состава. При этом они, как правило, отдавали предпочтение качественной зарубежной технике. И это "нашествие" иномарок в какой-то мере сдерживала лишь их высокая цена. Снижение же импортных пошлин на фоне растущего рынка еще более активизирует продавцов и покупателей импортной техники: если уровень сложившихся цен на грузовую технику сохранится, то прибыли продавцов возрастут на величину снижения пошлин (по данным ФТС, за девять месяцев 2011 г. в Россию импортировано 68,8 тыс. грузовых АТС на 1,7 млрд долл.; если бы снижение пошлин произошло в 2011 г., то экономия продавцов на пошлинах составила бы порядка 250–300 млн долл.). Конкуренция на рынке, понятно, обострится, и продавцы, скорее всего, будут делиться частью дополнительной прибыли с покупателями, т.е. снизят цены на грузовые автомобили. Что, в свою очередь, увеличит объемы продаж иномарок и сократит объемы продаж отечественных АТС. Причем спрогнозировать последнее сложно. Во-первых, трудно оценить величину реального снижения цен на импортную автотехнику; во-вторых, для рынка этой техники нет достоверно установленного значения коэффициента эластичности спроса, который показывает изменение объема спроса при изменении цены на 1 %. Можно лишь утверждать, что коэффициент эластичности для грузовых автомобилей однозначно больше единицы, так как они не относятся к группе товаров первой необходимости, поэтому спрос на них чувствителен к цене. Значит, если цены последуют за пошлинами и коэффициент эластичности будет находиться в пределах от 1,2 до 1,5, то уменьшение пошлин сразу после вступления ВТО на 10–15 % приведет к повышению спроса на импортные грузовые АТС на 12–23 %. А поскольку пошлины на подержанные автомобили будут снижаться интенсивнее, чем на новые, то спрос на сравнительно дешевые, качественные импортные АТС в целом увеличится даже больше, чем на 12–23 %. При этом на сколько увеличатся продажи иномарок, на столько же снизятся продажи отечественной техники.

Что касается легковых автомобилей, то пошлины на новые иномарки сразу после вступления в ВТО упадут с 30 до 25 %, а с 2016 г. и в течение последующих четырех лет будут снижаться ежегодно на 2,5 %, т.е. до 15 %. Однако на подержанные иномарки старше семи лет они не изменятся. На бывшие же в эксплуатации до пяти лет автомобили пошлину установят на уровне 25 %. Но через пять лет в течение двух лет эту ставку доведут до 20 %.

Как видим, одномоментного снижения пошлин на легковые иномарки не будет, и в переходный период на рынке произойдет лишь интенсификация тех процессов, которые начались в 2005 г. и продолжались в последние годы. Тогда, как известно, в обмен на беспошлинный ввоз комплектующих 18 мировых произ-

водителей подписали с правительством соглашение о промышленной сборке легковых автомобилей. Условия соглашений были благоприятными для инвесторов, позволяли им существенно экономить на пошлинах, наращивать объемы продаж своей продукции на российском рынке.

Так, получив льготные условия, "Ниссан", "Тойота", "Хёндэ", "Дженерал Моторс" построили сборочные заводы в Ленинградской области, "Пежо-Ситроен", "Фольксваген", "Митсубиси" — в Калужской, "Фиат", "Исудзу" — в Елабуге, "Рено" — в Москве, "Мазда", "Тойота" и ряд южно-корейских автозаводов начали налаживать производство во Владивостоке. Их инвестиции в общей сложности составили 2,8 млрд амер. долл., и выпущенные ими на территории России автомобили вместе с российскими марками в 2011 г. заняли 75 % рынка. И это вполне объяснимо: российский автомобильный рынок растет по тем же законам, что и остальные цивилизованные рынки, что привлекает крупные мировые автогиганты. (Правда, у медали есть и обратная сторона — из-за таможенных льгот иностранным производителям российский бюджет за 2005–2011 гг. недополучил около 6 млрд долл.) Он в 2011 г. по объему продаж (2,65 млн шт. на сумму 1,5 трлн руб.) стал вторым (после Германии) в Европе и продолжает ежегодно расти на 30–40 % (в 2011 г. — на 39 %). При этом растет и средняя цена автомобиля. Так, если в 2010 г. она составляла 18,9 тыс. долл., то в 2011 г. — уже 23,5 тыс. Потому что сейчас все больше россиян, как и в случае грузовых АТС, при выборе автомобиля предпочтение отдают импортным моделям. Например, если в 1994 г. в российском парке легковых автомобилей доля иномарок была равна 5 %, то в 2011 г. — уже 41,6 %, а в количественном выражении их парк за это время вырос более чем в 20 раз. И эта тенденция необратима: с повышением платежеспособности населения спрос на отечественные марки будет только снижаться, а на автомобили, произведенные в России иностранными фирмами, — повышаться.

Привлекает зарубежные фирмы и огромный потенциал нашего рынка. Ведь если в экономически развитых странах сейчас на 1000 человек приходится 400–500 автомобилей, то в России — лишь 249. То есть при европейских "стандартах" российский парк легковых автомобилей должен составить 60–70 млн шт., а фактически он равен 36,6 млн, т.е. почти в 2 раза меньше. Кроме того, если принять средний срок службы автомобиля 10 лет, то только для замены выбывших из эксплуатации россиянам необходимо приобретать 3,6 млн автомобилей ежегодно. На самом же деле ситуация еще острее: 43 % (15,7 млн ед.) легковых автомобилей у нас старше 12 лет, и в ближайшее время они должны быть списаны, так как ни по экологическим, ни по техническим характеристикам не соответствуют современным требованиям.

Учитывая сказанное выше, есть все основания сделать вывод: коренных изменений тенденций на рынке легковых автомобилей России в ближайшие годы не ожидается. Тем более что льготные условия промышленной сборки сохранятся до 2018 г., т.е. до момента снижения импортных пошлин до минимума. (Кстати, это обстоятельство было одним из ключевых препятствий для вступления России в ВТО.) К тому же с

1 июля 2011 г. вступили в силу новые условия сборки легковых автомобилей в России. Согласно им, автопроизводители в обмен на льготные (0–5 %) таможенные пошлины на ввоз автокомпонентов должны запустить производство мощностью 300 тыс. автомобилей в год (было 30 тыс.) и за восемь лет достигнуть уровня локализации комплектующих 60 %.

Это соглашение должно действовать до конца 2020 г. Поскольку по нормам ВТО все участники рынка должны находиться в равных условиях, то ЕС потребовал сократить сроки соглашений до 2016 г., чтобы установить единый для всех производителей уровень таможенных пошлин. Кроме того, настаивал на снижении процента локализации по новым соглашениям по промсборке, поскольку из-за этого мог упасть импорт автокомпонентов в Россию и европейские производители потеряли бы рабочие места. В итоге Россия сократит срок действия таможенных льгот на два года — до 1 июля 2018 г. Но, чтобы выполнить свои обязательства перед автоконцернами, уже договорившимися об условиях промсборки, до окончания действия соглашений (2020 г.) Россия будет компенсировать их затраты на уплату пошлин из бюджета — расходы могут составить 350–600 млн долл. в год. Россия также будет компенсировать иностранным производителям возможное падение импорта автокомпонентов из-за высокого уровня локализации в рамках новых условий промсборки. Компенсации будут реализованы через механизм тарифных квот. Соглашение России с ЕС предусматривает, что если по итогам года объем импорта автокомпонентов из Европы снизится на 3 % по отношению к уровню 2010 г., то для европейских производителей будет открыта тарифная квота, соответствующая уровню снижения объема импорта. В рамках квоты импортные пошлины на компоненты будут снижены до 0–5 %. Но квота будет сокращаться, если падение импорта произойдет на фоне общей стагнации авторынка. Так, если падение продаж новых автомобилей в России снизится на 25–45 %, то на каждый 1 % его снижения размер компенсационной квоты будет уменьшаться на 3,5 % от общего уровня квоты, а если продажи упадут ниже 45 %, то тарифная квота перестанет действовать вообще.

К окончанию семилетнего переходного периода локализация производства иномарок должна достигнуть максимума, будут созданы современные заводы по выпуску автокомпонентов. Ожидается и снижение затрат автопроизводителей на логистику. В итоге эти усилия должны обеспечить конкурентоспособность российских иномарок перед прямым импортом. Но импорт, естественно, не сведется к нулю, так как невозможно удовлетворить широкий спрос потребителей только автомобилями российского производства: на российском рынке сейчас продается более 400 моделей легковых автомобилей, причем ~ 170 из них — в объеме более 1000 шт. По экспертным данным, доля прямого импорта на российском рынке составит 20 %.

Участники соглашения о промсборке крайне заинтересованы не допускать на российский рынок подержанные автомобили, поскольку это негативно отражается на объемах производства.

С учетом того, что, по условиям соглашения, иностранные компании обязаны развернуть мощности на производство не менее 300 тыс. автомобилей, им придется задуматься и об экспорте. И подвижки в этом направлении уже есть: в 2011 г. Россия увеличила экспорт автомобилей на 30 %. Правда, основной прирост экспорта приходится на страны СНГ. Но если иностранным производителям удастся добиться на российских автозаводах такого же уровня качества продукции, как и на основных своих производствах, то им "по плечу" станут, безусловно, и рынки развитых стран. Пока же, по отзывам производителей, у них в этой сфере есть нерешенные проблемы, прежде всего, в сфере набора высококвалифицированного персонала.

Изменение условий работы на российском рынке и вступление в ВТО, наверное, остановят или как минимум замедлят процесс создания новых сборочных производств на территории России. И сигналы тому есть. Так, "Сузуки" уже отказалась от полученного мандата на строительство автосборочного производства. Та же судьба, скорее всего, ждет и подписанные проекты "Хонды" и "Субару", а все семь заявок китайских производителей на открытие сборочных производств были отвергнуты Минпромторгом России.

На отечественном рынке легковых автомобилей установлена устойчивая связь между объемом продаж автомобилей и ценами на нефть референсной марки "Брент". С ростом цены на нее растет и курс рубля относительно доллара США, увеличиваются объемы продаж легковых автомобилей. Эта закономерность, по данным экспертов журнала "Авторевю", четко просматривается последние 10 лет. Отсюда можно предположить, что ситуацию на автомобильном рынке в ближайшее годы будет определять не столько снижение таможенных пошлин, сколько "здоровье" мировой экономики, которое непосредственно сказывается на макроэкономических показателях России, в том числе уровне платежеспособности населения.

За годы экономических реформ российский автопром глубоко интегрировался в мировое автопроизводство и потерял свою самостоятельность. Произошло это за счет массового применения в конструкциях отечественных АТС импортных комплектующих, продажи части акций предприятий иностранным фирмам, сборки на конвейерах отечественных автозаводов иностранных моделей. Например, у КамАЗа в партнерах сейчас один из самых крупных мировых производителей — фирма "Даймлер-Бенц"; ВАЗ и финансово, и конструктивно интегрировался в состав группы "Рено—Ниссан" и будет комплектовать свою продукцию их узлами и агрегатами, а в ближайшее время эта группа планирует инвестировать 4 млрд амер. долл. в новый завод по производству 500 тыс. силовых агрегатов в год, которыми будут оснащаться не только вазовские модели, но и "Рено", и "Ниссан". Следовательно, конкурентные позиции ВАЗа возрастут. Есть надежда, что его экспорт в будущем существенно превысит показатели 2011 г. — 56 тыс. автомобилей. Потому что уже в 2012 г. автозавод увеличит производство только что освоенного автомобиля "Лада Гранда", а также начнет сборку универсалов "Лада Ларгус" и "Ниссан Блайбид".

Такие масштабные проекты, естественно, потребуют увеличения штатной численности работников. Правда, при условии, что производительность труда не изменится. Сегодня на заводе работают 66,1 тыс. человек, силами которых в 2012 г. планируется производить 710 тыс. автомобилей, т.е. 11 автомобилей на человека в год. Но ведь, скажем, на заводах фирмы "Тойота" в 2010 г. работали 317,7 тыс. человек, которые изготовили за год 8 557 351 автомобиля, что означает: каждый ее сотрудник собрал почти 27 машин в год, т.е. работал в ~ 2,7 раза эффективнее вазовского, а "Фольксваген" с ее 18 автомобилями в год на человека хотя и показывает результаты похуже, но все равно почти вдвое лучше тех же вазовских. Отсюда вывод: если ВАЗ по производительности подтянется к уровню мировых автомобилестроителей, продолжит обновлять модельный ряд теми же темпами, как он это делал в последние годы, повысит качество выпускаемой продукции, то на мировом рынке место ему гарантировано. Потому что спрос на малобюджетные автомобили существует везде, а модельный ряд ВАЗа для рынка России и стран СНГ является самым подходящим. Кроме того, есть надежда, что спрос на его продукцию увеличится и вследствие произошедшего с 1 января 2012 г. роста в 2,5–3 раза денежного довольствия сотрудников силовых структур. Это "армия" потенциальных потребителей продукции автопрома, причем немалая — ~ 5 млн человек.

Для производителей, интегрированных в мировую экономику, вступление России в ВТО — тоже благо. В результате усиливаются интеграционные процессы российских автопроизводителей в мировую экономику и расширяется их экономическое взаимодействие с иностранными партнерами. Построенная, согласно нормативным актам ВТО, производственная и торговая политика дадут зарубежным фирмам долгосрочные правовые гарантии и повысят инвестиционную привлекательность российской автомобилестроительной отрасли. Что же касается снижения пошлин, предусмотренных условиями ВТО, то период их вступления в силу сильно "растянут" по времени и завершится не ранее чем через семь лет. Поэтому быстрого, а главное — заметного, снижения цен на импортные легковые автомобили, скорее всего, не произойдет. Кроме того, необходимо учесть и такой фактор, серьезно влияющий на цены на автомобильном рынке, как инфляция, которая может "съесть" весь возможный эффект от снижения импортных пошлин. Серьезное удорожание импортных товаров дает и НДС, который после вступления России в ВТО остается без изменения, что, безусловно, будет нивелировать эффект снижения импортных пошлин. Возможно также, что снижение цен станет не прямым, а косвенным: например, после того, как пошлина снизится, продавцы не переписут ценники, а предложат покупателям автомобили с чуть расширенным списком стандартного оборудования за прежние деньги. Таким образом, средневзвешенные цены на иномарки изменятся несущественно. На рынке же грузовой автотехники конкуренция однозначно усилится, отечественным автозаводам придется уступить ~ 25 % рынка более качественным импортным изделиям. Но в конечном счете в выигрыше от вступления России в ВТО будут потребители: чем острее конкуренция, тем им комфортнее.

РОССИЙСКАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ В РАЗЛИЧНЫХ ФАЗАХ ПРОМЫШЛЕННОГО ЦИКЛА

Д-р техн. наук **Н.Т. КАТАНАЕВ**
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23, доб. 1277)

Работа посвящена исследованию состояния автомобилестроительной отрасли на различных фазах промышленных циклов.

Ключевые слова: промышленный цикл, производство автомобилей, кризис, валовой продукт, инфляция, устойчивость, монетизация.

Katanaev N.T.

THE RUSSIAN AUTOMOBILE INDUSTRY IN THE VARIOUS PHASES OF THE INDUSTRIAL CYCLE

Work is devoted to research of automotive industry in various phases of industrial cycles.

Keywords: industrial, car manufacturing, crisis, gross domestic product, inflation, sustainability, monetization.

Валовой внутренний продукт (ВВП) – основной показатель уровня развития экономики страны. Рассчитывается он как произведение средневзвешенных цен товаров и услуг (индекс I_n цен) на реальный объем Q производства национального продукта. В такой постановке в количественном измерении ВВП возникает неоднозначность, поскольку услуги носят преимущественно "размытый" характер, а индекс цен имеет тенденцию роста. Кроме того, совершенно очевидно, что ВВП напрямую зависит еще и от денежной массы M_2 , циркулирующей в стране. Например, Росстат сообщил, что в конце 2009 г. ВВП был равен 39 016,1 млрд руб., а в ценах 2003 г. ВВП составил 17 077,7 млрд руб., т.е. оказался в 2,28 раза меньше. Хотя в обоих случаях услуги, M_2 и реальный объем производства продукта оставались фактически одинаковыми. Вывод очевиден: только реальный объем производства может служить объективной составляющей ВВП.

Сказанное, естественно, относится не только к экономике в целом, но и к ее составляющим. Например, к производству, создаваемым автомобилестроительной отраслью.

И с этой точки зрения очень интересен рис. 1, на котором показаны объемы выпуска российской автомобильной техники (грузовые и легковые автомобили, автобусы и троллейбусы) в период 1970–2009 гг. Из него следует, что экономика страны за эти годы прошла несколько этапов (фаз). Скажем, по выпуску легковых автомобилей таких фаз девять: оживление, завершившееся к концу 1960-х гг.; промышленный подъем (I)–(II) до начала 1980-х гг.; латентный кризис (III), длившийся до начала 1990-х гг.; экономический кризис (VI), завершение которого можно от-

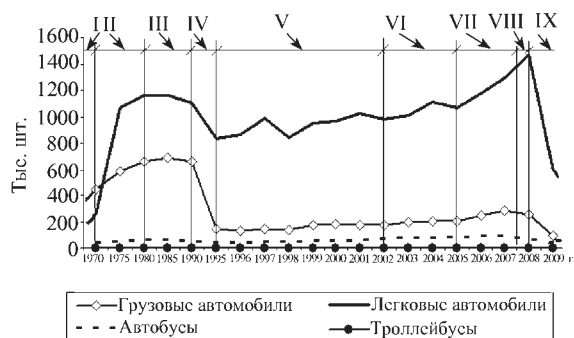


Рис. 1. Выпуск российской автомобильной техники в 1970–2009 гг.

нести к 1995 г.; стагнация (V) – фаза, в течение которой экономика находилась в крайне тяжелом положении; некоторые подъем и снижение (VI); снова подъем (VII); существенный подъем (VIII); резкое падение (IX). По выпуску грузовых – тоже девять, хотя и менее четко выраженных. В автобусном же производстве фазы практически были незаметными, а в троллейбусном их не было вообще.

Налицо – цикличность развития отечественного автомобилестроения. И она вполне закономерна. В середине прошлого века, сразу же после второй мировой войны, правительство СССР предприняло ряд мер, позволивших погасить нарастающий послевоенный экономический кризис. В итоге произошли сначала оживление, а затем и бурный подъем экономики страны. Благодаря государственному кредитованию было введено в строй значительное число автомобилестроительных предприятий.

Поэтому объемы производства автомобилей в 1972 г. по отношению к уровню 1965 г., т.е. через семь лет, удвоились, а в 1976 г. – утроились. Максимум был достигнут в 1987 г. и составил 2 102 331 автомобиль. Однако к этому времени в стране стали складываться предпосылки экономического кризиса. Внутренние и внешние расходы (гонка вооружений, помощь бесчисленным экономически отсталым государствам, космические исследования и т.д.) вынуждали все чаще прибегать к денежной эмиссии. Наступил скрытый (латентный) период кризиса, длившийся до начала 1990-х гг. Правительство не сумело должным образом прореагировать на это крайне опасное явление и организовать антикризисные мероприятия, что и привело к третьей фазе цикла – глубокому структурному кризису.

Государство начало терять контроль над развитием экономических процессов в стране. Происходит многократный спад закупок промышленной продукции, что подтверждают следующие данные. Отношение закупок, произведенных в 1994 г., к закупкам 1990 г. по тракторам составило 11,1 %, по комбайнам – 13,2 %, грузовым автомобилям – 10,25 %.

Результаты стагнации и кризиса количественно выразились в снижении выпуска грузовых автомобилей в 2000 г. по отношению к выпуску 1990 г. в следующих величинах: ЗИЛ – в 9 раз; КамАЗ – в 5 раз; "Ижмаш" – в 4,37 раза; УралАЗ – в 3,33 раза, ГАЗ – в 2,66 раза; УАЗ – в 1,8 раза. Если взять год с наименьшим выпуском автомобилей и отнести это значение к выпуску 1990 г., то получаются еще более разительные результаты. Причем самым тяжелым для большинства автозаводов оказался 1996 г. Снижение выпуска автомобилей в этом году по сравнению с 1990 г. составило: КамАЗ – 5,6 раза; ЗИЛ – 25,6 раза;

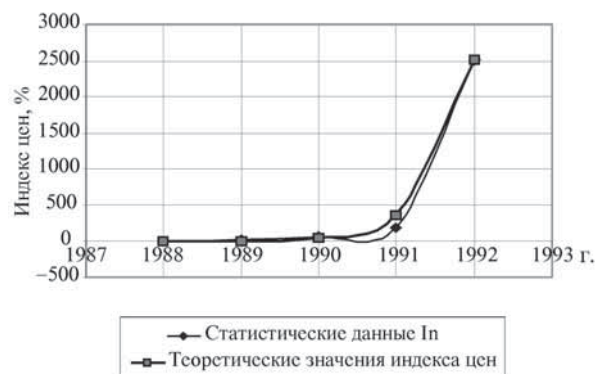


Рис. 2. Изменение индекса цен по годам

№ формулы	Формула	Примечание
1	$I_n = I_n^0 [\exp(t / T_1) - 1]$	$I_n^0 = 0,15$ – индекс цен, соответствующий началу периода исследования; $T_1 = 1,495$ – постоянная темпа роста индекса цен; t – текущее время
2	$P = P_0 + P_0 I_n^0 [\exp(t / T_1) - 1] =$ $= P_0 [1 + I_n^0 (\exp(t / T_1) - 1)]$	P_0 – начальное значение среднего уровня цен
3	$M^H [1 + (\exp(t / T_M) - 1)] V =$ $= P_0 [(1 + I_n^0 (\exp(t / T_1) - 1))] Q$	M^H – находящаяся в обращении денежная масса; V – скорость ее оборота; Q – реальный объем ВВП в денежном выражении
4	$K_m = \frac{M}{PQ} = \frac{1}{V} = \frac{M^H [1 + (\exp(t / T_M) - 1)]}{Q P_0 [1 + I_n^0 (\exp(t / T_1) - 1)]}$	T_M – постоянная времени, характеризующая темп падения монетизации
5	$K_M = K_m + K_m^D$	–
6	$K_m^D = K_{m0}^D [1 - \exp(-t / T_D)]$	K_{m0}^D – асимптота составляющей K_m^D ; T_D – постоянная темпа роста добавленной составляющей коэффициента монетизации
7	$K_M = \frac{M^H [1 + (\exp(t / T_M) - 1)]}{Q P_0 [1 + I_n^0 (\exp(t / T_1) - 1)]} +$ $+ K_{m0}^D [1 - \exp(-t / T_D)]$	–
8	$ВВП = 0,45 \exp(-t / T_B) + 0,55$	T_B – постоянная времени, характеризующая темп падения ВВП
9	$K_m = 0,55 \exp(-t / T_M) + 0,15$	–

"Ижмаш" – 24,3 раза; "УралАЗ" – 20,16 раза; ГАЗ – 3,1 раза; УАЗ – 2,77 раза.

И это – не только и не столько вина автозаводов, а нарушение объективных законов в финансовой сфере. Дефицит финансовых ресурсов с середины 1970-х гг. стали все чаще покрывать денежной эмиссией. Так, с 1965 по 1985 г. ежегодный темп роста денежной массы в среднем составлял 10 %, а с 1986 по 1990 г. поднялся до 14,1–15,8 %. Отставание ежегодного темпа роста ВВП в период 1960-х гг. от темпа роста этой массы составляло 1,5 раза, в 1970-е – в 2 раза, а в 1980-е уже в 3 раза. Как следствие, к 1990 г. индекс I_n цен вырос (рис. 2) до уровня галопирующей инфляции и достиг 68,8 %, затем, в 1991 г., перешел в гиперинфляцию ($I_n = 168,8$ %). Именно в этот период вместо срочного введения комплекса антикризисных мер Гайдар отпускает цены. Произошел "инфляционный взрыв", в результате которого в 1992 г. инфляция достигла 2508,8 % и приняла расходящийся экспоненциальный характер, подчиняющийся формуле № 1 (табл. 1).

Учитывая сказанное, средний уровень P цен на товары, в соответствии с формулой № 1, можно записать в виде формулы № 2.

Рост цен нарушил баланс между товарооборотом и необходимым для его обслуживания количеством денег, выраженным широко известным уравнением обмена, которое теперь, с учетом формулы № 2, принимает вид формулы № 3.

Одним из главных макроэкономических факторов, характеризующих степень разбаланса между товарооборотом

и необходимым для его обслуживания количеством денег, непосредственно влияющих на производство валового продукта, является уровень (коэффициент K_m) монетизации (формула № 4), который, как видим, стал зависимым еще и от соотношения постоянных темпов роста T_1 и T_M : при $T_M > T_1$ индекс цен растет значительно быстрее, чем денежная масса, что приводит к падению уровня K_m монетизации экономики. И если он на протяжении 30 лет, начиная с 1961 г., вырос с 22,8 % (более чем в 3 раза), что обеспечило быстрый рост валового продукта, то в период гиперинфляции с 1990 по 1994 г. произошло резкое его падение, в результате чего на 41,5 %, т.е. 1,68 раза, упало производство ВВП.

И он практически в течение всего периода стагнации оставался на предельно низком уровне и к тому же представлял собой многокомпонентную структуру (табл. 2), включающую не только национальную денежную валюту (денежная масса M_2), но и наличную, и безналичную валюту, а также эквиваленты бартера и денежных суррогатов.

Таким образом, коэффициент K_M монетизации был представлен (формула № 5) суммой коэффициентов, один из которых, K_m , определяется по формуле № 4 и связан с агрегатом M_2 , а второй – с добавленной составляющей K_m^D , идентифицированной в классе экспоненциальных функций (формула № 6).

С учетом формул № 4 и 6 коэффициент K_M можно представить в виде формулы № 7.

Проверка адекватности данной модели уровня монетизации проводилась путем сравнения (рис. 3) теоретической

Показатели	Годы				
	1996	1997	1998	1999	2000
Денежная масса по агрегату	12,0	13,6	13,4	11,6	12,4
Наличная и безналичная иностранная валюта	5,8	8,2	15,2	19,9	16,6
Эквивалент бартера и денежных суррогатов	8,3	8,7	9,5	7,4	5,2
Итого (коэффициент монетизации)	26,1	30,5	38,1	38,9	34,2

и реальной зависимости K_m от времени в самый сложный период кризиса и стагнации, протекавший с 1990 по 2000 г. и показала, что статистические данные хорошо совпадают с расчетными результатами.

Таким образом, можно сделать вывод: падение K_m послужило одной из главных причин финансовых затруднений на предприятиях нашей автомобильной промышленности – убыточности производства, снижения платежеспособного спроса, отсутствия оборотных средств, инве-



Рис. 3. Изменение коэффициента монетизации экономики по годам



Рис. 4. Изменение падения ВВП и коэффициента монетизации, относенного к его уровню 1990 г., по годам

стиций и т.д., поскольку характер падения Δ производства таких ведущих автозаводов, как ЗИЛ, КамАЗ, "Ижмаш", УАЗ, ГАЗ и УралАЗ, идентичен характеру падения ВВП и уровню монетизации (рис. 4). При этом каждая из зависимостей относительных координат от времени была идентифицирована в классе экспоненциальных функций. Для ВВП – по формуле № 8, а для K_m по денежному агрегату M_2 – по формуле № 9.

Как видим, темпы падения ВВП и K_m в обоих случаях количественно совпадают ($T_B = T_M = 2$ года). Это свидетельствует о глубокой связи между этими макроэкономическими показателями.

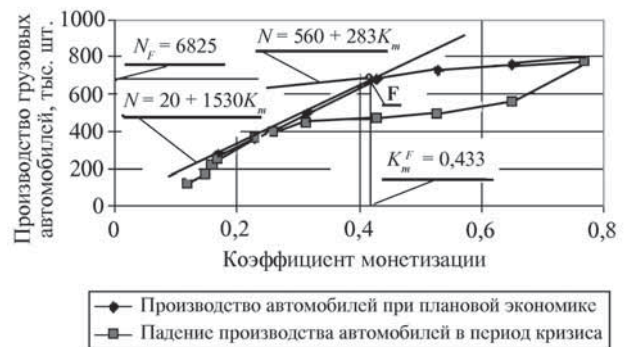


Рис. 5. Зависимость выпуска грузовых автомобилей от коэффициента монетизации экономики

Иначе говоря, проведенные исследования доказывают тесную и неоднозначную связь макроэкономических показателей с коэффициентом монетизации. Низкий уровень монетизации свидетельствует о недостаточной обеспеченности экономики денежной массой, вследствие чего наблюдается ее спад, а слишком высокое значение K_m влечет за собой опасность появления гиперинфляции. Поэтому задача определения граничного значения K_m представляет значительный интерес. Для решения этой задачи была рассмотрена зависимость выпуска грузовых автомобилей от уровня монетизации по агрегату M_2 в случае рыночной экономики при отсутствии кризиса, его наличии и в случае плановой экономики (рис. 5). Из нее видно, что пересечение линеаризованных характеристик (точка F) дало $K_m^F = 0,433$, при котором эта зависимость "сломалась". До этой точки наблюдался устойчивый рост производства грузовых автомобилей, дальнейший же рост коэффициента монетизации привел к развитию инфляции и к 1990 г. она достигла опасных размеров, а затем перешла в гиперинфляцию, вызвавшую глубокий спад уровня монетизации за счет обесценивания денежной массы и к катастрофическому падению производства автомобилей.

Таким образом, промышленный цикл второй половины прошлого века, как видим, представляет собой богатый "полигон" для исследования макроэкономических процессов. Результаты этих исследований дали возможность автору создать критерий устойчивости экономической системы, с помощью которого был спрогнозировал кризис еще в четвертом квартале 2008 г.



УДК 629.33.03-83; 629.34.03-83

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИБРИДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук **Л.А. СКРИПКО**
МАДИ (ГТУ) (499. 589-48-17)

Изложены проблемы, связанные с особенностями моделирования гибридного автомобиля. По мнению автора, моделирование движения такого автомобиля в стандартных циклах движения возможно лишь для приблизительной оценки энергосистемы на первом этапе проектирования. Приведен альтернативный алгоритм расчета, основанный на реальном графике движения, полученном при испытаниях электромобилей в Москве.

Ключевые слова: гибридный привод, график движения, распределение параметров цикла.

Skripko L.A.

SOME RESULTS MODELING OF HYBRID CARS

The question of modeling the hybrid drives using standardized cycles are raised. Author believes that applying only standardized cycles could lead to inaccuracy of the calculation. For own calculation he received a report of testing EV in Moscow. Some parameters of those cycles he adapted for modeling.

Keywords: hybrid, city cycles, parameters of cycle, drive modeling.

Математическое моделирование современных систем позволяет разработчикам еще на стадии проектирования подтверждать работоспособность конструкции, выявлять ее недостатки, быстро найти пути оптимизации или вовсе отказаться от планов производства. И конструирование автомобиля с гибридным приводом тоже, естественно, не может обойтись без математических расчетов: от их результатов в первую очередь зависит, составит ли будущий гибрид конкуренцию традиционному автомобилю. Однако здесь, как свидетельствует практика, возникают некоторые проблемы, связанные с подходом к моделированию. Ведь если алгоритм тягово-динамического расчета автомобиля изучается уже на первых курсах вузов, то для электромобилей и гибридов все значительно сложнее. Сказывается и разнообразие схем, и наличие дополнительного электропривода со своим набором компонентов, а главное – отсутствие отработанных правил расчета. Другими словами, разработчику приходится отвечать на некоторые вопросы, среди которых выбор схемы гибрида и область его применения. Как известно, схемы условно разделены на последовательные и параллельные, а также по доли участия электропривода при движении гибрида. Например, это системы по степени использования электропривода: "старт–стоп", "Medium HEV" и "Full HEV" и система, предусматривающая заряд аккумуляторной батареи от энергосети – "Plug-in". Первая из них позволяет отключать ДВС на остановках и помогать ему электродвигателем при разгоне автомобиля. Вторая и третья реализуют стратегию оптимизации работы ДВС, а аккумулятор здесь играет роль буфера энергии. Схема "Plug-in"

позволяет существенно сократить расход топлива, заряжая тяговую энергоёмкую аккумуляторную батарею от сети.

Чтобы ответить на эти вопросы, автор остановил свой выбор на автомобиле "ГАЗель", оснастил его последовательной схемой "Full HEV" и на первом этапе смоделировал его движение по стандартному городскому циклу SAEj227C, где максимальная скорость движения равна 48 км/ч.

В результате расчетов было установлено, что удельный расход энергии в данном случае составляет 400 Вт·ч/км. Зная же расход энергии и время цикла, несложно определить среднюю мощность системы "ДВС–генератор", необходимую для обеспечения потребности привода электроэнергией: она составила ~ 11 кВт (15 л.с.). То есть, установив ДВС такой мощности на рассматриваемый автомобиль, мы тем самым удовлетворим его потребности в энергозатратах для цикла SAEj227C.

Преимуществом последовательной схемы, как уже упоминалось, является то, что работа ДВС с постоянной мощностью в области минимальных расходов топлива существенно выгоднее, чем работа при переменных мощностях, как это происходит в традиционном автомобиле. Аккумулятор компенсирует недостаток мощности ДВС на режимах разгона автомобиля и накапливает энергию на остановках, когда мощность ДВС излишняя. Причем емкость аккумулятора также несложно определить, зная баланс мощностей в цикле.

Какой же вывод можно сделать из результатов расчетов? Он простой: моделирование гибридной силовой установки только по стандартному циклу движения дает вполне однозначные значения мощности ДВС и емкости аккумулятора, которые полностью удовлетворяют потребность системы в энергообеспечении, но лишь для данного цикла. Вместе с тем с точки зрения качества ни для кого не секрет, что данные параметры во многом условны, т.е. они никак не адекватны реальному городскому движению. Это нетрудно доказать и на уровне количественном, если для рассчитанных мощности ДВС и емкости аккумулятора немного изменить цикл движения. Например, увеличить максимальную скорость движения цикла SAEj227C всего лишь на 2 км/ч – с 48 до 50 км/ч. Тогда мощности ДВС, равной 11 кВт, станет уже недостаточно, а значит, к концу цикла энергия аккумулятора не будет восстановлена полностью. Иначе говоря, налицо – отрицательный энергетический баланс, при котором неизбежен полный разряд аккумулятора после нескольких циклов движения.

Такой вывод наводит на мысль, что подход к выбору параметров энергосистемы не должен основываться на каком-то одном усредненном цикле.

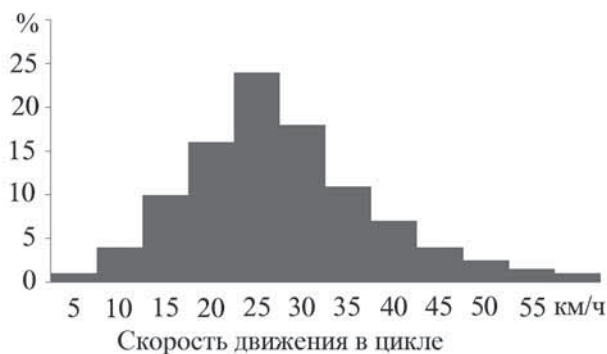


Рис. 1

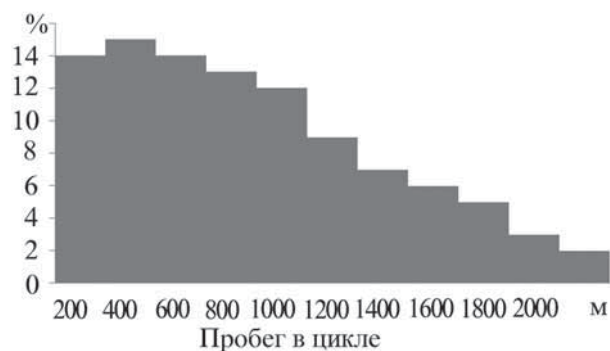


Рис. 2

Чтобы подтвердить ее правильность, автор, воспользовавшись результатами испытаний нескольких образцов электромобилей для доставки хлеба, проводившихся в 1980-х годах в Москве, смоделировал график, адекватный реальному движению в городе. Дело в том, что средняя скорость таких электромобилей в то время была примерно такой же, как скорость любых, и специализированных, и обычных, АТС сегодня. Наиболее часто встречающаяся скорость составила 25 км/ч, а максимальная – 60 км/ч (рис. 1).

Из других показателей развозных электромобилей были использованы такие, как пробег L в цикле (рис. 2) и время t остановки (рис. 3). При этом ускорение и замедление во всех случаях принимались одинаковыми.

Чтобы имитировать хаотичное городское движение, математическая модель, используя параметры рисунков, случайным образом формировала очередной цикл движения. При этом учитывалась вероятность появления того или иного значения параметра. Проще говоря, если вероятность появления скорости 25 км/ч, скажем, равна 24 %, то примерно каждый четвертый цикл будет иметь эту скорость.

Такой алгоритм позволял надеяться, что автомобиль участвует в хаотичном городском движении, но в то же время такое движение основано на результатах эксперимента. Поэтому если рассчитанные параметры энергосистемы удовлетворяют принятому графику, то автомобиль в городе будет работоспособен.

Чтобы еще больше увеличить эффект случайности, было выполнено очень большое число опытов со случайным набором циклов и проведен поиск оптимального соотношения "мощность ДВС–емкость аккумулятора", т.е. того минимального его значения, при котором гарантируется выполнение всех случайных графиков. В итоге оптимальная (минимальная) мощность ДВС составила 6,64 кВт (9 л.с.), а энергоемкость аккумуляторной батареи – 7,35 МДж. Такое соотношение позволило ДВС работать в стационарном режиме и удерживать заряд батареи между минимальным и максимальным его значениями.

Принимая во внимание, что формирование случайных циклов все же основано только на определенных и достаточно специфичных результатах испытаний электромобилей, возник вопрос, насколько они не примерно, а точно соответствуют реальной

статистике движения в городе. Также было интересно проанализировать, как изменятся полученные результаты при изменении какого-либо параметра движения. Но поскольку в распоряжении автора имелся лишь единственный набор циклов движения, то было решено искусственно увеличить, а затем уменьшить на 5 км/ч скорости первоначальных циклов и провести аналогичный расчет с оптимизацией параметров. Причем пробег L в цикле и время t остановок оставить теми же, что и в первом случае.

Результаты оказались заслуживающими внимания. Так, для первого случая мощность ДВС стала равной 8,25 кВт, энергия батареи – 8,6 МДж, т.е. они возросли соответственно на 24,4 и 17 %, а для второго – соответственно 5,5 кВт и 7,5 МДж, что говорит о том, что потребная мощность ДВС уменьшилась на 17 %, а емкость аккумулятора возросла на 2 %. Казалось бы, незначительное изменение средней скорости движения, как видим, приводит к изменению мощности ДВС на ~ 20–25 %. Отсюда можно предположить, что при создании универсального автомобиля с гибридной силовой установкой подобрать точное соотношение основных энергетических параметров будет достаточно сложно. Ведь такой автомобиль должен удовлетворять запросы различных групп покупателей, а его средняя скорость будет варьироваться от скорости городского трафика в "часы пик" до скорости автостреды. Значит, выбрать какой-то универсальный график и использовать его для моделирования движения действительно весьма проблематично. Вместе с тем моделирование движения в хаотичном графике, оче-

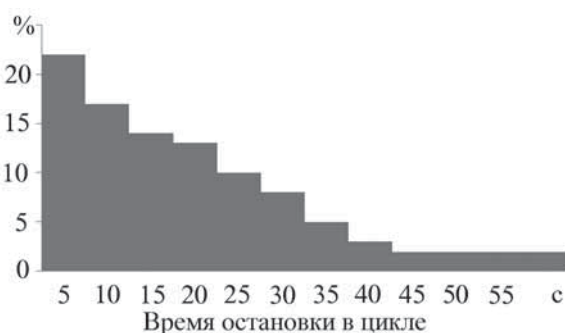


Рис. 3

видно, в принципе, может дать более адекватные результаты, но лишь при условии, что такая модель будет покрывать все возможные режимы движения. Так что более перспективным представляется создание автомобиля-гибрида для конкретных, заранее определенных задач. Например, гибридная "ГАЗель" прекрасно бы подошла в качестве маршрутного такси, поскольку параметры движения всех такси в городах примерно одинаковые, характеризуются частыми остановками и невысокими скоростями. Причем их разброс, скорее всего, не сильно варьируется в зависимости от номера маршрута. Предвидя вопрос читателей об эффективности создания параллельного гибрида на базе "ГАЗели", можно отметить, что расход топлива в приведенном графике составил 10–12 л/100 км. (Так, моделирование "ГАЗели" в хаотичном графике показало расход топлива, равный ~ 10–12 л/100 км.)

Еще один вывод состоит в том, что в схеме гибрида в любом случае не обойтись без системы управления, отслеживающей степень заряда аккумулятора: к этому обязывает непредсказуемость эксплуатации автомо-

биля. Ведь даже при проектировании маршрутного такси придется учитывать, что оно может быть либо полностью заполнено пассажирами и в "час пик" пробираться по перегруженным улицам, либо быть пустым и двигаться с высокой скоростью по выделенной полосе, что для Москвы становится актуальным. Следовательно, система управления должна уметь увеличивать или уменьшать мощность ДВС, заряжая аккумулятор более активно, либо позволяя ему разряжаться. Естественно, что рабочая точка на характеристике ДВС при этом всегда будет смещаться в менее экономичную область, но это позволит удерживать заряд аккумулятора в заданных значениях. В последние годы правительство Москвы и других крупных городов начинает уделять все больше внимания проблеме экологии и в том числе созданию современных образцов пассажирского транспорта. Хочется надеяться, что усилия ряда вузов и промышленных предприятий позволят России занять достойное место в ряде передовых разработок в этом направлении.

УДК 62-253/-254

АВТОМОБИЛЬНЫЕ КОЛЕСА С БЕЗВОЗДУШНЫМИ ШИНАМИ

Канд. техн. наук **В.В. МАЗУР**, **А.В. ГАЙЛИШ**,
д-р техн. наук **А.А. ЕНАЕВ**
Братский ГУ (3953. 33-20-08), Псковский ГПИ (81122. 2-32-81)

Рассмотрены конструкции и технология изготовления самонесущих шин с упругими деформируемыми спицами из эластичного полиуретана.

Ключевые слова: безвоздушные шины, безопасные шины, самонесущие шины, шины из эластичного полиуретана, шины с упругими деформируемыми спицами, боестойкие шины.

Mazur V.V., Gailish A.V., Enaev A.A.

MOTOR-CAR WHEELS WITH AIRLESS TIRES

Design and manufacturing process of self-supporting tires with elastic spokes of flexible polyurethane are considered.

Keywords: airless tires, safe tires, self-supported tires, tires from elastic polyurethane, tire with the resilient deformed spokes, proof tires in fight.

Изобретение в XIX веке пневматической шины позволило значительно улучшить эксплуатационные свойства первых автомобилей и обеспечило быстрое развитие автомобильной промышленности. Тем не менее даже современные пневматические шины традиционных конструкций все же имеют один существенный недостаток – при потере избыточного давления сжатого воздуха в них транспортный процесс становится невозможным. Поэтому в начале XX века были предприняты попытки применить на автомобилях пружинные колеса, упругость которых обеспечивается не избыточным давлением сжатого воздуха, а свойствами рессорно-пружинных сталей, применяемых для их изготовления (рис. 1). Однако пневматические шины, конструкция которых быстро совершенствовалась, вытеснили сравнительно недолговечные и тяжелые пружинные колеса.

В настоящее время, когда скорости АТС возросли многократно и повреждение пневматической шины, как правило, ведет к ДТП с очень тяжелыми последствиями, многие специалисты считают, что к идее непневматического колеса надо возвратиться. Тем более что достиже-

ния химии полимеров позволяют это сделать. Например, полиуретан уже стал современным конструкционным материалом с проектируемыми физико-механическими свойствами и широко применяется для изготовления многих элементов современных автомобилей. В частности, разработкой шин с упругими деформируемыми спицами из эластичного полиуретана занимаются практически все изготовители автомобильных шин. Есть такие разработки и в России (пат. № 2335409, 2397877, 2913611 и др.). Многие из них выполнены в МИТХТ имени М.В. Ломоносова, НИИШПе и в Братском государственном университете.

Так, на рис. 2 и 3 приведены экспериментальные образцы автомобильных колес с безвоздушными шинами, конструкции которых разработаны на кафедре "Автомобильный транспорт" БрГУ. Для их изготовления применялись эластичные двухкомпонентные полиуретаны (табл. 1) производства петербургского ООО "СУРЭЛ", а также метод литья в матрицы, конструкции которых также разработаны специалистами кафедры. (В настоящее время на кафедре "Автомобильный транспорт" в рамках федеральной целевой програм-

Рис. 1. Пружинные колеса на немецком автомобиле "Бенц"



Рис. 2. Автомобиль ВАЗ-2115 на экспериментальных колесах с безвоздушными полиуретановыми шинами

мы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации выполняется поисковая научно-исследовательская работа "Создание безвоздушных шин для наземных транспортных средств".)

Все экспериментальные образцы, полученные таким образом, представляют собой неразборные конструкции, состоящие из стандартных дисковых колес с глубокими ободьями и обрезанными по ширине беговой дорожки традиционной пневматической шины краями и безвоздушных шин с упругими полиуретановыми (уретановые форполимеры марок СКУ-ПФЛ-100 и СУРЭЛ ТФ-682) деформируемыми спицами. Для протекторов использованы

Рис. 4. Стальная литейная матрица для изготовления полиуретановых шин с упругими деформируемыми спицами



более мягкие – СУРЭЛ ТФ-235 и СУРЭЛ ТФ-228. Внутренние поверхности металлических ободьев перед установкой в матрицы подвергались механической обработке, обеспечивающей высокую шероховатость и, как следствие, прочность адгезионного крепления полиуретановых шин к колесам.

Матрица может быть стальной (рис. 4), а также неметаллической (фанера, дерево, поливинилхлорид и т.п.). Но стальная хотя и дороже, но лучше – она позволяет даже без замены формовочных элементов изготавливать протекторы с различным рисунком, что обеспечивается возможностью поворота ее наружных колец относительно центральной оси. Кроме того, формовочные элементы матриц из неметаллов для исключения адгезии с эластичными поли-

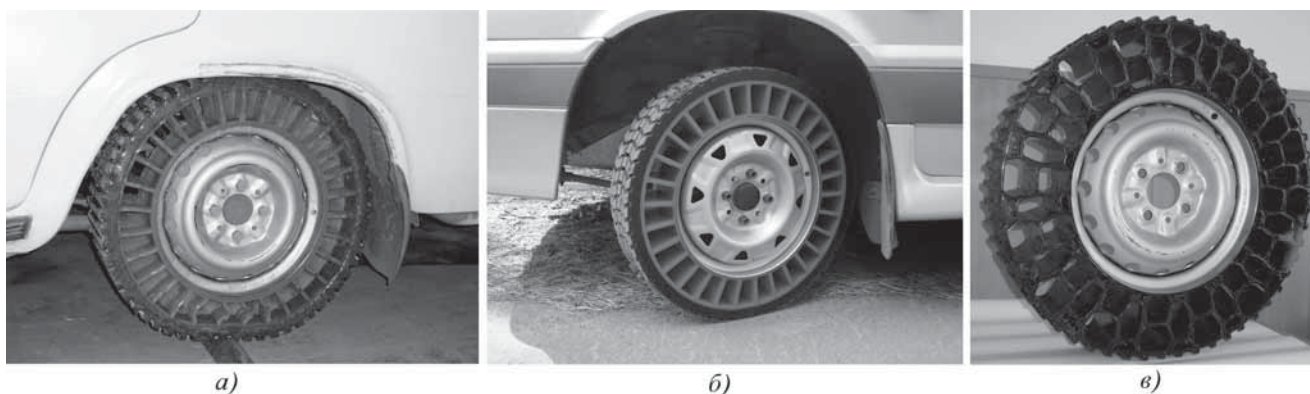


Рис. 3. Экспериментальные образцы автомобильных колес с безвоздушными полиуретановыми шинами:

а – на автомобиле ВАЗ-2107 при проезде обособленной неровности; б – на автомобиле ВАЗ-2115; в – с упругими спицами сложной формы и армированным тонкими стальными нитями каркасом

Таблица 1

Показатель	Марка уретанового форполимера			
	СКУ-ПФЛ-100	СУРЭЛ ТФ-682	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-228
Массовая доля изоцианатных групп, %	8,0	8,2	3,5	2,8
Динамическая вязкость при 303 К (30 °С), Па·с	12,5	7	14	19
Относительное удлинение, %, не менее	235	250	465	505
Относительная остаточная деформация после разрыва, %, не более	–	24	6	8
Твердость по Шору, у.е.:				
с отвердителем МОСА	98, шкала А	60, шкала D	85, шкала А	80, шкала А
с отвердителем УРЕЛИНК	–	–	65, шкала А	–

Параметр	Экспериментальный образец, соответствующий		
	рис. 3, а	рис. 3, б	рис. 3, в
Марка форполимера: спиц протектора	СКУ-ПФЛ-100 СКУ-ПФЛ-100 (30 % резинового порошка)	СУРЭЛ ТФ-682 СУРЭЛ ТФ-228	СУРЭЛ ТФ-682 СУРЭЛ ТФ-682
Масса колеса, кг	13,5		16,2
Габаритный диаметр, мм	530		610
Ширина профиля, мм		120	
Число упругих деформируемых спиц	30		32
Толщина упругих деформируемых спиц, мм		5	
Коэффициент нормальной жесткости, кН/м	245	235	310

уретанами требуется в процессе сборки оборачивать тонкой алюминиевой фольгой и смазывать антиадгезивом. Технические характеристики экспериментальных образцов колес с безвоздушными шинами приведены в табл. 2.

Литература

1. Юсупов А.А. Разработка новой конструкции и технологии изготовления безопасной шины: дис. ... канд. техн. наук: 05.17.06 / А.А. Юсупов. Московская государственная академия тонкой химической технологии имени М.В. Ломоносова. – М., 2005. – 134 с.
2. Конструктивные разновидности и технологические особенности изготовления самонесущих шин / И.В. Веселов, С.А. Любартвич. – Сборник докладов 19-го симпозиума (междуна-

родной конференции) "Проблемы шин и резинотехнических композиций". В 2-х т. – М.: НТЦ "НИИШП", 2008. – Т. 1.

3. Патент № 2335409 Российская Федерация, МПК В60В5/02. Упругое колесо транспортного средства А.А. Енаев, В.В. Мазур. – 2006147016/11, Заявлено 27.12.2006; Оpubл. 20.05.2010, БИ 14/2010.
4. Патент № 2336178 Российская Федерация, МПК В60В9/90. Колесо транспортного средства с упругими спицами В.В. Мазур. – 2007107423/11, Заявлено 27.02.2007; Оpubл. 20.07.2010, БИ 20/2010.
5. Патент № 2397877 Российская Федерация, МПК В60В9/26. Автомобильная шина из эластичного полиуретана с упругими деформируемыми спицами В.В. Мазур. – 2009126282/11, Заявлено 08.07.2009; Оpubл. 27.08.2010, БИ 24/2010.

УДК 656.13.05

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭНЕРГОПОГЛОЩАЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА БАМПЕРА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **А.И. ШУТОВ, Е.А. НОВОПИСНЫЙ**
Белгородский ГТУ имени В.Г. Шухова
(4722. 30-99-01, доб. 14-46)

Рассматриваются особенности использования энергопоглощающего элемента в конструкции бампера и влияние толщины этого элемента на безопасные свойства легкового автомобиля.

Ключевые слова: бампер, деформация, легковой автомобиль, метод конечных элементов, пассивная безопасность, энергопоглощающий элемент.

Shutov A.I., Novopisny E.A.

EFFICIENCY OF A BUMPER OF THE CAR WITH AN ELEMENT ABSORBING ENERGY

The features of use of an element absorbing energy in a design of a bumper of the car and influence of thickness of this element on safe properties are considered.

Keywords: bumper, deformation, the car, finite element analysis, passive safety, element absorbing energy.

Бампер, по замыслу, – техническое устройство, защищающее АТС от повреждений при его столкновениях на малых (до 20 км/ч) скоростях с препятствием. Однако результаты испытаний показывают, что, например, бамперы современных легковых автомобилей далеко не всегда выполняют свою функцию. Например, при столкновениях на скоростях до 20 км/ч, на которые, по статистике, приходится бо-

лее 80 % ДТП, разрушается или повреждается не столько сам бампер, сколько детали автомобиля, которые он должен защищать – крылья, капот, радиатор, фары, задние светосигнальные огни, крышка багажника и т.д. То есть большинство бамперов не справляется со своей основной задачей – поглощением энергии удара. И дело здесь в очевидной недоработанности всей системы демпфирования этого удара, представляющей собой (рис. 1) целый комплекс устройств, главное из которых – энергопоглощающий элемент.

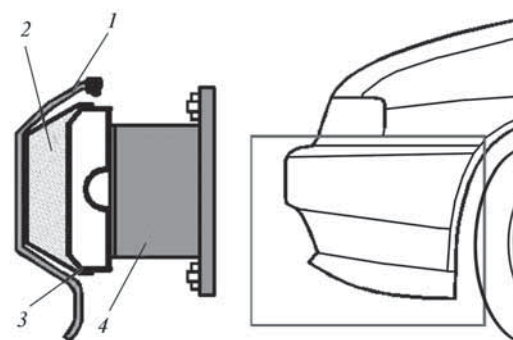


Рис. 1. Основные части бампера автомобиля:

- 1 – наружная пластиковая оболочка (полипропилен);
- 2 – энергопоглощающий наполнитель; 3 – балка (усилитель);
- 4 – кронштейн

Таблица 1

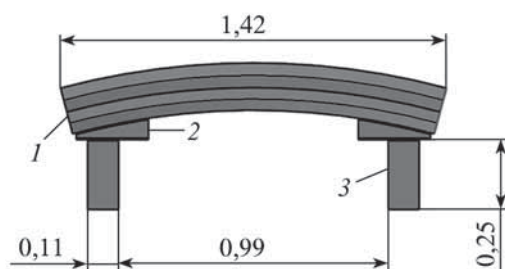


Рис. 2. Основные параметры системы бампера (размеры даны в метрах):

1 – двухсекционная балка; 2 – кронштейн; 3 – продольная балка

В связи со сказанным возникает вопрос: в чем же заключается недоработанность современных бамперов? Чтобы ответить на него, рассмотрим, как характеристики энергопоглощающего элемента (в частности, его толщина) влияют на распределение деформаций в конструкции бампера, для чего воспользуемся методом конечных элементов. Причем будем считать, что критерием уровня внешней пассивной безопасности бампера является "критическая скорость столкновения с жестким препятствием", соотношенная с остаточными деформациями конструкции, которые получены в результате столкновения. Другими словами, скорость, при которой бампер еще способен выполнять свои функции, но значение напряжений в его конструкции находится на грани предела текучести материала.

Именно эти принципы и были реализованы авторами. При этом в качестве базового варианта бампера автомобиля была взята модель, геометрические параметры и форма которой являются одним из наиболее распространенных видов промышленного дизайна систем бамперов. Эта модель состоит (рис. 2) только из усилителя, выполненного в виде двухсекционной балки 1, кронштейнов 2 и продольных балок 3, жестко соединенных между собой. Мелкие же элементы, входящие в состав системы бампера, для улучшения построения сетки конечных элементов и

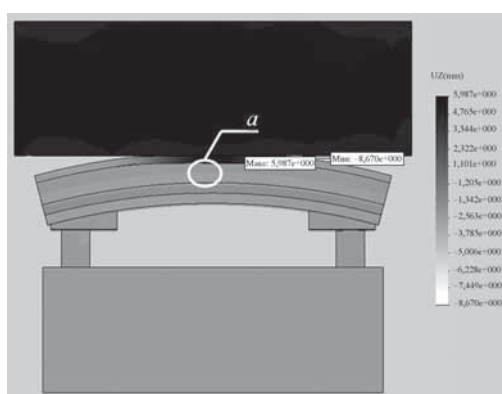


Рис. 3. Распределение деформаций в конструкции бампера с энергопоглощающим элементом толщиной 30 мм (скорость столкновения 22,4 км/ч)

Вариант	Толщина энергопоглощающего элемента бампера, мм	Условное обозначение
I	10	r_{10}
II	15	r_{15}
III	20	r_{20}
IV	25	r_{25}
V	30	r_{30}

уменьшения времени расчета из данной модели исключены.

Энергопоглощающий элемент представлял собой полипропиленовую пластину прямоугольного профиля, которая крепилась к фронтальной стороне первой секции усилителя бампера. Толщина первой секции составляла 2,2 мм, второй – 2,0 мм, радиус закругления профиля бампера – 2,78 м. В качестве материала усилителя бампера был взят алюминий, барьера – сталь, энергопоглощающего элемента – полипропилен марки "Армлен". В процессе расчетов перекрытие модели и препятствия было 100%-м, но без их проникновения друг в друга при ударе. Рассматриваемые варианты толщины энергопоглощающего элемента представлены в табл. 1.

Результаты расчетов свидетельствуют о том, что деформации конструкции преобладают в зоне a : именно здесь наблюдается сжатие и разрушение энергопоглощающего элемента (рис. 3). В остальных же зонах деформации незначительны. В целом же данные о распределении максимальных значений эквивалентных напряжений приведены в табл. 2 и на рис. 4. Легко подсчитать, что значения критической скорости столкновения с увеличением толщины энергопоглощающего элемента возрастают. Так, для r_{10} она составляет 19,2 км/ч (5,33 м/с), для r_{15} – 28,8 км/ч (8,00 м/с), для r_{20} , r_{25} и r_{30} – 32 км/ч (8,89 м/с). Причем зависимость изменения деформаций в зоне a от скорости столкновения имеет криволинейный характер, а для вариантов r_{20} , r_{25} и r_{30} эти кривые мало отличаются друг от друга, т.е. при определенных допущениях их можно считать идентичными.

Аналогичные исследования того же бампера, но не имеющего энергопоглощающего элемента (а это, как известно, самый распространенный вари-

Таблица 2

Скорость столкновения, км/ч	Эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа, в зависимости от толщины слоя, мм				
	10	15	20	25	30
9,6	12,423	–	–	–	–
12,8	17,674	–	–	–	–
16,0	27,837	25,751	33,598	29,515	43,656
19,2	30,544	34,244	36,203	42,263	58,706
22,4	69,097	41,788	36,212	55,002	79,041
25,6	–	21,690	56,417	77,076	101,050
28,8	–	37,186	23,093	19,431	166,099
32,0	–	–	36,158	39,161	319,027
35,2	–	–	–	–	420,680

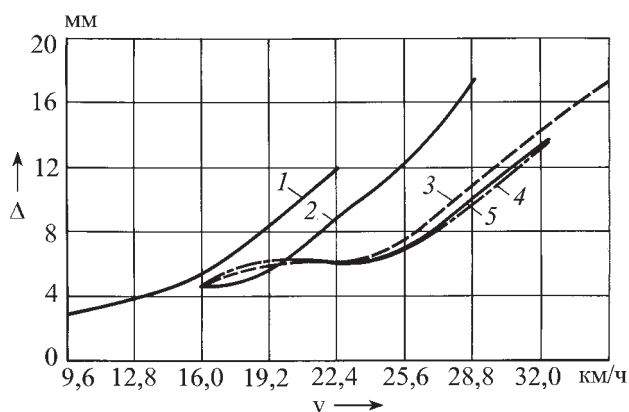


Рис. 4. Распределение деформаций в зоне а в зависимости от изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера:

1 – 10 мм; 2 – 15 мм; 3 – 20 мм; 4 – 25 мм; 5 – 30 мм

ант его исполнения) показали (рис. 5), что наиболее деформированные области не только те, что расположены непосредственно в месте контакта (зона а), но и крайние области усилителя (зона b), а также концы продольных балок (зона с). Кроме того, анализ свидетельствует, что уже при скорости столкновения, равной 16 км/ч (4,44 м/с), максимальное эквивалентное напряжение по Мизесу

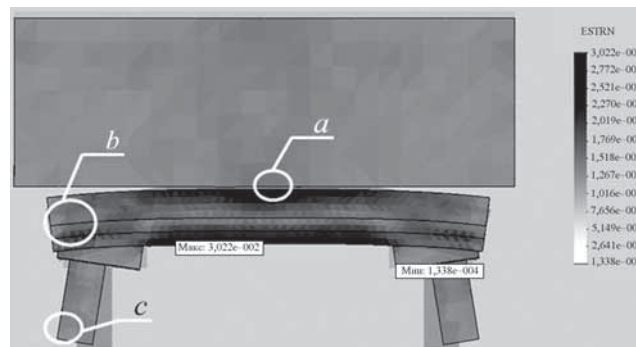


Рис. 5. Наиболее опасные зоны бампера

в зоне соединения кронштейна со второй секцией усилителя бампера достигает значения, превышающего предел текучести материала (350 МПа).

Таким образом, совокупность полученных данных позволяет сделать вывод: для повышения защитных свойств системы бампера необходимо оборудовать его энергопоглощающим элементом. Так, бампер является довольно надежной защитой до скорости 32 км/ч (8,89 м/с), если в его конструкции используется энергопоглощающий элемент толщиной r_{30} , что в 2 раза превышает значение критической скорости при $r = 0$, т.е. без такого элемента.

УДК 629.113/115.003.13

О КОМПЛЕКСНЫХ ПОКАЗАТЕЛЯХ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМОБИЛЯ¹

Канд. техн. наук **В.И. КОПОТИЛОВ**
Тюменский ВИИВ (+7. 3452. 43-41-21)

Идею оценивать энергетическую эффективность машин с помощью безразмерного коэффициента, представляющего собой отношение полезной и затраченной энергий, поддерживают не только названные выше, но и многие другие ученые. Например, И.К. Александров, который называет [15] такой показатель энергетическим КПД машины и предлагает подсчитывать его по формуле № 30 (см. таблицу). При этом он справедливо отмечает, что такой показатель – универсальный, комплексный, принцип расчета которого не зависит от вида машин и характера ее взаимодействия с окружающей средой. Какую же энергию он считает полезной у машины? Ответ такой: энергию, определяемую величиной нагрузки на рабочем органе (в случае автомобиля – его ведущие колеса). Подсчитывается она по формуле № 31.

Таким образом, по И.К. Александрову полезная энергия – это та часть работы индикаторной силы тяги, которая покрывает работу сил сопротивления дороги и воздуха. Однако это положение весьма спорное. Поэто-

¹Окончание. Начало см. "Автомобильная промышленность", 2012, № 5 и 6.

му остановимся на анализе физического смысла полезной энергии.

Если бы назначение автомобиля состояло только в перемещении собственной массы, то работу сил сопротивления дороги и воздуха, пожалуй, можно было бы с некоторыми оговорками признать полезной. Однако назначение АТС – перемещение грузов или пассажиров, поэтому полезной, как отмечал еще А.А. Токарев в упоминавшейся выше работе, является только та часть работы сил сопротивления, которая предопределяется собственно перевозимым грузом. Если же полезный эффект от перемещения АТС равен нулю, то и совершенная при этом работа сил сопротивления не может быть полезной. Наоборот, вся она вредная. В этом-то и состоит специфика автомобиля как машины. Если же И.К. Александров под "массой автомобиля" понимает не только собственную массу АТС, но и массу перевозимого груза, то это не избавляет формулу № 31 от некорректности.

Идею оценивать эффективность автомобиля по соотношению полезной и полной работы разделяет и П.П. Евсеев. При этом он, не приводя аргументов, под полезной работой понимает сумму работ, совершаемых внешними силами сопротивления (качению, подъема и воздуха), которые испытывает автомобиль, двигаясь с грузом, а под полной (по терминологии П.П. Евсеева затраченной) – количество теплоты от полного сгорания и расходуемого топлива.

Отмечая неточность терминологии автора (теплота от сгорания топлива и полученная от ее превращения механическая работа, которая и является затраченной, – это не-

одно и то же), остановимся на предлагаемой им формуле критерия эффективности, который он называет коэффициентом полезного действия автомобиля, а в более поздней статье – КПД-брутто (формула № 32).

Не вдаваясь в частности, отметим, что главный недостаток формулы № 32, как и формулы № 31, состоит в том, что числитель дроби, где фигурирует полная масса АТС, – не мера работы полезных сил сопротивления движению автомобиля. Ибо, как отмечалось выше, полезную работу совершают только те силы, которые обуславливаются массой перевозимого груза (или пассажиров).

Позже, не удовлетворившись критерием η_a , автор вводит еще один показатель эффективности – КПД-нетто. Он отмечает, что "... назначение автомобиля все-таки состоит не в том, чтобы перевозить самого себя: он – платформа для перевозки груза и людей, т.е. полезного груза. Поэтому оценивать его нужно и по КПД-нетто, показывающим, какая часть энергии топлива расходуется именно для перевозки груза". Последний коэффициент он предлагает определять по формуле № 33.

По его мнению, КПД-нетто ($\eta_{ан}$) характеризует АТС прежде всего с транспортной точки зрения, т.е. это КПД транспортного процесса (КПД перемещения груза).

Против исходной посылки возражений нет. Однако реализована она с помощью формулы № 33 некорректно.

"Мощность, подводимая к ведущим колесам", о которой заявляет П.П. Евсеев, – это мощность, которая затрачивается АТС на покрытие мощности сил сопротивления воздуха (N_w), инерции (N_j), подъема (N_α) и сопротивления качению колес (N_k), каждую из которых можно представить в виде двух мощностей, одна из которых обусловлена автомобилем, а вторая – грузом (формула № 34). Мощность же, "затрачиваемая на перемещение самого автомобиля", численно равна сумме мощностей всех внутренних и внешних сил сопротивления его движению без груза, т.е. может быть раскрыта в виде формулы № 35.

Подставляя формулы № 34 и 35 в формулу № 32, получим в итоге новую формулу (№ 36) для КПД-нетто.

Таким образом, если следовать заявленной П.П. Евсеевым формуле КПД-нетто, то из мощности сил сопротивления движению, обусловленной суммой грузов ($N_w^{tp} + N_j^{tp} + N_\alpha^{tp} + N_f^{tp}$), необходимо вычесть мощность внутренних сил сопротивления движению ($N_d + N_\alpha + N_{тр}$), а затем полученную разницу отнести к "затраченной" мощности.

Такой показатель, как видим, не имеет четкого физического смысла. При равномерном движении автомобиля ($N_j^{tp} = 0$) на горизонтальной дороге ($N_\alpha^{tp} = 0$) и при размещении груза в закрытом кузове ($N_w^{tp} = 0$) его величина может быть даже отрицательной ($\eta_{ан} < 0$). Ясно, что формула неприемлема.

Не вносит полной ясности в вопрос о том, что следует понимать под полезным сопротивлением, и работа М.А. и Н.М. Подригаило (см. "АП", 2007, № 4). Пытаясь уточнить показатель энергетической эффективности автомобиля, авторы все полезное сопротивление свели только к силам сопротивления качению и подъема, которые предопределяет сила тяжести перевозимого груза. При этом не приняли в расчет силы P_w сопротивления воздуха и P_j инерции, которые испытывает груз в процессе движения. Если отсутствие P_w как полезного сопротивления они аргументируют тем, что сопротивление воздушной среды "нельзя считать полезным, поскольку оно не зависит от массы перевозимого груза, а определяется миделем АТС" (что не всегда справедливо), то игнорирование сил инерции P_j груза при этом никак не объясняется. Между тем В.С. Титаренко, ссылаясь на ис-

следования В.М. Семенова и других, даже указывает [5], что единственные, физически оправданные затраты энергии при движении автомобиля – это "... затраты на преодоление инерции массы перевозимого груза".

Все, что сказано выше, свидетельствует об одном: при построении безразмерных показателей топливно-энергетической эффективности АТС у специалистов пока нет ясного понимания и единого мнения о том, что следует понимать под его полезной и полной работами.

Но, по мнению автора статьи, эффективность АТС с энергетической точки зрения, т.е. как некоей энергетической машины, должна все-таки определяться, исходя из соотношения полезных ($\Omega_{пол}$) и суммарных (Ω) затрат энергии. И так как энергетическая эффективность любой колесной машины, в том числе автомобиля, тем выше, чем больше доля энергии, затрачиваемой на совершение полезной механической работы, то ее следует оценивать коэффициентом η_Ω , который может быть назван энергетическим КПД (формула № 37). При этом под термином "полезные энергозатраты ($\Omega_{пол}$)" следует понимать ту часть общих энергозатрат Ω , которые расходуются на покрытие работы полезных сил сопротивления движению ($A_{пол}$). Другими словами, полезные энергозатраты $\Omega_{пол}$ определяются величиной механической работы, совершаемой полезными силами сопротивления, т.е. $\Omega_{пол} = A_{пол}$.

К числу таких полезных сил сопротивления нужно отнести прежде всего силы сопротивления качению, подъему, инерции, воздуха, а в некоторых случаях – и силу сопротивления на крюке (или седле). При этом у каждой из первых трех сил полезной является не вся она, а лишь та ее составляющая, которая обуславливается массой перевозимого груза (пассажиров). Вторая же ее часть, обусловленная массой самого автомобиля, должна восприниматься как "вредное" сопротивление.

Аналогичным образом следует подходить и к силе аэродинамического сопротивления: полезной следует считать ту ее часть, которая предопределяется формой и поперечными размерами груза.

Автором доказано [16], что энергетический КПД автомобиля определяется произведением его механического КПД на индикаторный КПД ДВС, т.е. по формуле № 38.

Таким образом, анализ состояния вопроса позволяет сделать следующие общие выводы.

1. При оценке топливно-энергетической эффективности современных конструкций АТС существуют в основном два подхода, один из которых основан на учете затрат топлива, а второй – на учете затрат энергии от его сгорания.

2. Все критерии топливно-энергетической эффективности АТС по характеру используемых показателей можно условно разделить на физические и технические. Первые оценивают эффективность АТС с точки зрения преобразования энергии топлива в полезную механическую работу, а вторые – эффективность ее использования при перемещении грузов и (или) пассажиров.

3. Практически все критерии рассчитаны на оценку топливно-энергетической эффективности АТС при его движении с постоянной скоростью. Критериев же, расчетные формулы которых отражали бы реальный режим эксплуатации, пока нет.

4. В ряде показателей, предлагаемых для комплексной оценки топливной экономичности, игнорируется принцип соизмеримости эффекта и затрат, который заключается в том, что размер полезного эффекта должен соизмеряться именно с теми затратами топлива, которые имеют место при его полу-

№ формулы	Формула	Примечания
30	$\eta_b = \frac{W_{\text{пол}}}{W}$	$W_{\text{пол}}$ – полезные затраты энергии; W – полная (суммарная) энергия
31	$W_{\text{пол}} = 10^{-3}(m g f + K F v_a^2 + m g \sin \alpha) S$	m – масса АТС; g – ускорение свободного падения; f – коэффициент сопротивления качению; K – коэффициент обтекаемости; F – площадь лобового сопротивления; v_a – скорость движения автомобиля; α – угол продольного уклона дороги; S – путь, пройденный АТС
32	$\eta_a = \frac{l(\psi m g + k_s v^2) 10^3}{q \rho Q}$	ψ – коэффициент сопротивления дороги; m – полная масса автомобиля; g – ускорение свободного падения; k_s – фактор обтекаемости; v – скорость движения; l – путь, пройденный автомобилем; q – низшая теплотворная способность топлива; ρ – плотность топлива; Q – объем израсходованного топлива
33	$\eta_{\text{ан}} = (N_k - N_{\text{па}}) / qG$	N_k – мощность, подводимая к ведущим колесам; $N_{\text{па}}$ – мощность, затрачиваемая на перемещение самого автомобиля; G – мгновенное (текущее) значение расхода топлива
34	$N_k = (N_w + N_w^{\text{рп}}) + (N_j + N_j^{\text{рп}}) + (N_\alpha + N_\alpha^{\text{рп}}) + (N_f + N_f^{\text{рп}})$	–
35	$N_{\text{па}} = N_d + N_o + N_{\text{тр}} + N_w + N_j + N_\alpha + N_f$	$N_d, N_o, N_{\text{тр}}$ – мощность сил сопротивления соответственно двигателя, вспомогательного оборудования, трансмиссии
36	$N_{\text{ан}} = (N_w^{\text{рп}} + N_j^{\text{рп}} + N_\alpha^{\text{рп}} + N_f^{\text{рп}} - N_d - N_o - N_{\text{тр}}) / qG$	–
37	$\eta_b = \Omega_{\text{пол}} / \Omega$	–
38	$\eta_b = \eta_i (1 - A_{\text{вр}} / A_i) = \eta_a \eta_i$	$A_{\text{вр}}$ – работа "вредных" сил

чении. Существующие же варианты показателей топливно-энергетической эффективности АТС в большинстве случаев субъективны и сомнительны, как правило, не имеют четкого физического смысла и соответствующего теоретического обоснования, а формулы для их расчета содержат порой значительные огрехи, а некоторые просто некорректны. Причем при обосновании физических критериев эффективности основные нерешенные вопросы заключаются прежде всего в неоднозначном понимании полезных сил сопротивления и неполном учете этих сил.

5. Отсутствие научно обоснованных и общепринятых количественных показателей топливно-энергетической эффективности АТС является одним из наиболее существенных препятствий на пути создания научной основы комплексной (топливной и энергетической) их оценки.

Литература

1. Чудаков Е.А. Избранные труды. Т. 1. Теория автомобиля. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 463 с.
2. Зимилов Г.В. Теория автомобиля. – М.: Воениздат, 1957. – 455 с.
3. Великанов Д.П. Эффективность автомобиля. – М.: Транспорт, 1960. – 240 с.
4. Токарев А.А. Комплексный энергетический показатель автомобиля // ЭИ: Конструкция автомобилей, 1976. № 1. С. 36–43.
5. Титаренко В.С. Энергетическая эффективность автомобиля // ИВ: Машиностроение. 1985. № 8. С. 73–79.
6. Карабцев В.С., Валеев Д.Х. Комплексный критерий оценки тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автотранспортных средств // Вестник машиностроения. 2004. № 3. С. 70–72.
7. Фаробин Я.Е., Шупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. – М.: Транспорт, 1983. – 200 с.
8. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.
9. Ерохов В.И. Экономическая эксплуатация автомобиля. – М.: ДОСААФ, 1986. – 128 с.
10. Трёмбовельский Л.Г. Пути обеспечения согласованности двигателя, трансмиссии и автотранспортного средства // Вестник машиностроения. 2009, № 9. С. 20–22.
11. Петров В.А. Основы теории автоматического управления трансмиссией. – М.: Изд-во АН СССР, 1957. – 164 с.
12. Ткаченко Д.И., Шалягин Б.Н. Полный КПД мобильного энергетического средства. – В кн.: Совершенствование сельскохозяйственных тракторов и автомобилей: Сб. научн. тр. МИССП, т. XV, вып. 4. – М., 1978. С. 15–19.
13. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1972.
14. Лепешкин А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин // Автомобильная промышленность. 2010. № 10. С. 19–23.
15. Александров И.К. Энергетический КПД машины с частичной рекуперацией энергии // Вестник машиностроения. 2007. № 9. С. 17–19.
16. Коптилов В.И. Энергетический КПД автотранспортных средств // Грузовик. 2009. № 4. С. 31–34.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ СОВРЕМЕННОГО АТС, УЧИТЫВАЮЩЕЕ ФАЗЫ ПРОЦЕССА ЕГО ТОРМОЖЕНИЯ

Д-р техн. наук **М.А. ПОДРИГАЛО, В.И. НАЗАРОВ**
Харьковский НАДУ (8057. 707-37-33)

Рассматриваются уточненные параметры процесса торможения двухосных АТС при различных сочетаниях заблокированных и незаблокированных их колес.

Ключевые слова: торможение, фазы процесса торможения, распределение тормозных сил.

Podrigalo M.A., Nazarov V.I.

DISTRIBUTION OF BRAKING AMONG THE AXLES OF THE MODERN PBX ACCOMMODATE THE PHASE OF ITS INHIBITION

Elaborated parameters of two vehicles braking process of different combination of blocked and unblocked wheels are specified.

Keywords: braking, phase of the process of braking, brake force distribution.

Практика показывает, что на движение автомобиля в тормозном режиме влияют, главным образом, частота распределения тормозных сил по осям, стабильность величин этих сил при постоянном управляющем воздействии на тормозную педаль со стороны водителя и их изменения. Причем свое – для конкретного типа тормозного привода. Однако данных по критериальным условиям оценки влияния изменения коэффициента β_d распределения тормозных сил между осями на устойчивость движения фактически нет. В том числе и для самого массового в настоящее время легкового автомобиля. Кроме того, даже предложенные физические и математические модели описывают поведение этого автомобиля только при значительных углах бокового увода колес и скоростях бокового скольжения. Более того, пока что есть фактически лишь один критерий устойчивости – критическая скорость движения. С другой стороны, есть и правила дорожного движения, определяющие угол поворота продольной оси автомобиля в конце торможения (не более 8°).

Все это делает необходимым исследование курсовой устойчивости автомобиля при малых изменениях курсового угла, которые на практике встречаются во много раз чаще, чем при больших его изменениях. Что авторы и попытались сделать.

Проведенный ими теоретический анализ, как оказалось, дает возможность более широко сформулировать основные причины потери устойчивости легковых автомобилей в процессе их эксплуатации. В частности, сделать вывод: главное здесь – неравенство тормозных сил на колесах, обусловленное многими факторами, в том числе неравномерным износом тормозных механизмов, шин и реализацией коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью.

Надо признать, что авторы статьи с этой точки зрения – не первые. Например, исследованию динамики торможения автомобиля и различных фаз этого процесса посвящена работа [1], в которой впервые определены три фазы процесса торможения одиночного автомобиля – до начала блокирования колес, при заблокированных колесах одной из осей и при заблокированных колесах на обеих осях.

Автор данной работы, Е.А. Чудаков, доказал, что очередность блокирования колес передней и задней осей автомобиля определяется выбором величины коэффициента β_d распределения тормозной силы на переднюю ось, подсчитываемого по формуле № 1 (см. таблицу).

При одновременном доведении до грани блокирования колес передней и задней осей вторая фаза процесса отсут-

ствует, а при их блокировании при одном и том же расчетном значении коэффициента f_0 сцепления колес с дорогой дает формула № 2. Идеальное же распределение тормозных сил между осями, согласно Е.А. Чудакову, можно определить по формуле № 3. Входящий в нее коэффициент φ может находиться в пределах от минимального ($\varphi' = 0,2$) до максимального ($\varphi'' = 0,8$). Причем при $\varphi \leq \varphi_0$ наблюдается опережающее блокирование колес передней оси, а при $\varphi \geq \varphi_0$, наоборот, задней. В первом случае автомобиль теряет управляемость, во втором – устойчивость.

Все это так. Но А.Б. Гредескул пошел дальше. В соответствии с фазами блокирования колес он получил [2] зависимости тормозных сил f от усилия $P_{т.п}$ на тормозной педали, причем как для общей тормозной силы P_T , так и для тормозных сил на осях (P_{T_1} и P_{T_2}) в зависимости от этого усилия (рис. 1).

Как видно из рисунка, в пределах первой фазы тормозные силы на отдельных осях (P_{T_1} и P_{T_2}) и общая тормозная сила (P_T) нарастают пропорционально усилию $P_{т.п}$ на педали (участок $0-a$). При этом соотношение между P_{T_1} и P_{T_2} определяется формулой № 4. В конце же первой фазы тормозная сила на одной из осей достигает предела по сцеплению (точки a' и a''), значит, колеса этой оси блокируются. В результате резко уменьшается коэффициент φ сцепления в площадках контакта шин с опорной поверхностью. При этом уменьшается тормозная сила на заблокированной оси (участки $a' - a'_1$ и $a'' - a''_1$) и общая тормозная сила (участок $a - a_1$).

Дальнейшее увеличение усилия $P_{т.п}$ на педали увеличивает тормозную силу на незаблокированной оси и общую тормозную силу P_T . Причем на заблокированной оси тормозная сила изменяется в связи с изменением перераспределения нагрузки между осями: при $\varphi \geq \varphi_0$ во второй фазе P_{T_2} уменьшается (участок $a'_1 - b'$), а при $\varphi \leq \varphi_0$ P_{T_1} увеличивается ($a''_1 - b'$).

В конце второй фазы (точка b) тормозная сила на второй незаблокированной оси тоже достигает предела по сцеплению. Затем блокируется и эта ось, тормозная сила на ней становится меньше в связи с уменьшением коэффициента φ сцепления при блокировке и, соответственно, снижается общая тормозная сила P_T (участки $b - b_1$). Уменьшение же последней изменяет перераспределение нагрузки, что вызывает изменение тормозной силы на ранее заблокированной оси: уменьшение P_{T_2} при $\varphi \geq \varphi_0$ (участок $b'' - b''_1$) или P_{T_1} при $\varphi \leq \varphi_0$ (участок $b' - b'_1$).

В третьей фазе колеса обеих осей заблокированы, и тормозные силы на них изменяются незначительно – в связи с уменьшением коэффициента φ сцепления при различной скорости скольжения (на рис. 1 это не учитывается, т.е. тормозные силы считаются постоянными).

Все это так, но при одном условии: если при анализе динамического распределения вертикальных реакций опорной поверхности между осями ориентироваться на одномассовую модель автомобиля и что плечо опрокидывающего момента равно высоте h центра масс автомобиля. Однако такой подход справедлив лишь для торможения со всеми заблокированными колесами автомобиля, а именно – в третьей фазе. При торможении же в первой фазе колеса обеих осей не заблокированы, т.е. речь должна идти о трехмассовой динамической модели, при которой плечо опрокидывающего момента представляет собой расстояние от центра масс автомобиля до плоскости, проходящей через оси передних и задних колес [2]. При торможении же во второй фазе процесса опрокидывающие моменты от

тормозных сил на заблокированных и незаблокированных колесах тоже будут иметь различные плечи.

Таким образом, теоретические положения, которыми до сих пор пользуются разработчики легковых (и не только) автомобилей небезупречны, что, безусловно, не способствует их безопасности.

Возникает вопрос: можно ли заполнить этот "пробел" в теории автомобиля? Да. Необходимо лишь решить две задачи: определить вертикальные реакции R дороги на осях автомобиля, предельные тормозные силы $P_{T_{np}}$, соответствующее им распределение тормозных сил между осями при торможении на границах фаз, а также рациональное постоянное значение коэффициента $\beta_{d_{opt}}$ распределения общей тормозной силы на переднюю ось, гарантирующее устойчивость автомобиля при торможении.

Авторы сделали и это.

Для торможения автомобиля в первой фазе (с незаблокированными колесами), составляя уравнение Д'Аламбера в виде суммы действительных фиктивных моментов относительно осей передних и задних колес, получили формулы № 5 для суммарных вертикальных реакций опорной поверхности на колесах передней и задней осей.

При одновременном доведении до грани блокирования передних и задних колес справедливы, очевидно, формулы № 6. Тогда получаем формулы № 7. Из них видно, что при $h = r_k$ динамические реакции R_z на колесах передней и задней осей будут равны статическим, т.е. соответствовать формулам № 8, а тормозные силы P_T на пределе блокирования передних и задних его колес – формулам № 9.

Процесс торможения, при котором колеса передней и задней осей автомобиля одновременно доводятся до грани блокирования, можно считать идеальным, к чему, собственно, и стремится каждый разработчик. Однако его реализация возможна лишь при условии, что (тоже очевидно) блокирование колес исключается. А это, в свою очередь, возможно лишь при идеальном ($\beta_{d_{opt}}$) коэффициенте распределения общей тормозной силы на переднюю ось. Его значение, как показали

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\beta_d = \frac{P_{T_1}}{P_{T_1} + P_{T_2}}$	P_{T_1}, P_{T_2} – тормозные силы на передней и задней осях, создаваемые тормозной педалью
2	$\varphi_0 = \frac{\beta_d L - b}{h}$	L – база автомобиля; b – расстояние от задней оси до проекции центра масс на горизонтальную опорную поверхность; h – высота центра масс автомобиля
3	$\beta_{ил} = \frac{b}{L} + \frac{\varphi h}{L}$	φ – текущее значение коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью
4	$\frac{P_{T_1}}{P_{T_2}} = \frac{\beta_d}{1 - \beta_d}$	–
5	$R_{z_1} = \frac{m_a g b}{L} + \frac{P_{T_1}(h - r_k)}{L} + \frac{P_{T_2}(h - r_k)}{L};$ $R_{z_2} = \frac{m_a g a}{L} - \frac{P_{T_1}(h - r_k)}{L} - \frac{P_{T_2}(h - r_k)}{L}$	m_a – масса автомобиля; g – ускорение свободного падения; r_k – свободный радиус колеса автомобиля
6	$P_{T_1} = \varphi R_{z_1}; P_{T_2} = \varphi R_{z_2}$	–
7	$R_{z_1} = \frac{m_a g [b + \varphi(h - r_k)]}{L};$ $R_{z_2} = \frac{m_a g [a - \varphi(h - r_k)]}{L}$	–
8	$P_{T_1} = \frac{m_a g b}{L}; P_{T_2} = \frac{m_a g a}{L}$	–
9	$P_{T_1} = \varphi R_{z_1} = \frac{\varphi m_a g [b + \varphi(h - r_k)]}{L};$ $P_{T_2} = \varphi R_{z_2} = \frac{\varphi m_a g [b - \varphi(h - r_k)]}{L}$	–
10	$\beta_{ил} = \frac{P_{T_1}}{\varphi m_a g} = \frac{b + \varphi(h - r_k)}{L}$	–
11	$P_{T_1} = \varphi R_{z_1} = \frac{\varphi m_a g (b + \varphi h)}{L};$ $P_{T_2} = \varphi R_{z_2} = \frac{\varphi m_a g (a - \varphi h)}{L}$	–
12	$\varphi_{0_{opt}} = \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L}$	φ', φ'' – минимальное и максимальное значения коэффициента сцепления колес с опорной поверхностью
13	$\beta_{к_{opt}} = \frac{b + h(a\varphi' + b\varphi'')}{L}$	–
14	$\frac{P_{T_2}}{P_{T_1}} = \frac{\varphi m_a g (1 - \beta_{d_{opt}})}{\beta_{d_{opt}} \varphi m_a g} = \frac{1}{\beta_{d_{opt}}} - 1 =$ $= \frac{L}{b + h(a\varphi' + b\varphi'')} - 1$	–
15	$R_{z_1} = \frac{m_a g b + P_{T_1} h + P_{T_2} (h - r_k)}{L};$ $R_{z_2} = \frac{m_a g a - P_{T_1} h - P_{T_2} (h - r_k)}{L}$	–

исследования авторов, должно соответствовать формуле № 10.

Однако Е.А. Чудаков и А.Б. Гредескул считали, что идеальному процессу торможения с одновременным доведением до грани блокирования всех колес соответствует формула № 3. Что вполне объяснимо: они исходили, повторяем, из одномассовой динамической модели автомобиля. В итоге сейчас, когда создаются алгоритмы работы систем автоматического регулирования распределения тормозных сил между осями, применять формулу № 3 в качестве закона бессмысленно. Ведь она, как сказано, относится лишь к третьей фазе торможения (торможению всеми заблокированными колесами), при которой тормозные силы на осях подчиняются формулам № 11. То есть это, по существу, частный случай. И здесь необходим более широкий взгляд.

Зависимость $P_{T_2} = f(P_{T_1})$ для границы первой и второй фаз, построенная с помощью формул № 9, приведена на рис. 2. На нем же дана аналогичная зависимость при торможении со всеми заблокированными колесами (третья фаза), построенная с помощью формулы № 11. Причем расчеты выполнены для того же условного легкового автомобиля.

Далее, А.Б. Гредескул предложил зависимость для определения рационального значения расчетного коэффициента φ_0 сцепления (формула № 12). И тогда, если исходить из его подхода к расчету рационального распределения тормозных сил между осями, следует воспользоваться формулой № 13. Отсюда соотношение P_{T_2}/P_{T_1} при рациональном значении ($\beta_{\text{д.рац}}$) должно соответствовать формулам № 14.

При этом надо отметить следующее.

На рис. 2 прямая 3 соответствует рациональному постоянному ($\beta_{\text{д}} = \beta_{\text{д.рац}}$) распределению тормозных сил между осями, а кривая 2 – торможению со всеми заблокированными колесами. Причем в традиционном варианте она считается соответствующей идеальному торможению, т.е. варианту, при котором все колеса находятся на пределе блокирования. Поэтому точка А пересечения кривой 2 и прямой 3 соответствует коэффициенту сцепления колес с опорной поверхностью ($\varphi = \varphi_0 = \varphi_{0\text{опн}}$), при котором должно происходить одновременное блокирование ко-

№ формулы	Формула	Примечания
16	$R_{z_1} = \frac{m_a g a - P_{T_1} h - P_{T_2} (h - r_k)}{L};$ $R_{z_2} = \frac{m_a g b + P_{T_1} (h - r_k) + P_{T_2} h}{L}$	—
17	$R_{z_1} = \frac{m_a g [b + (h - r_k)]}{L} / \left(1 - \frac{\varphi r_k}{L}\right);$ $R_{z_2} = m_a g \left[1 - \frac{b + \varphi h}{L}\right] / \left(1 - \frac{\varphi r_k}{L}\right)$	—
18	$R_{z_1} = \frac{m_a g (b + \varphi h)}{L \left(1 - \frac{\varphi r_k}{L}\right)};$ $R_{z_2} = m_a g \left(1 - \frac{b + \varphi h}{L}\right) / \left(1 - \frac{\varphi r_k}{L}\right)$	—
19	$\beta' = \frac{R_{z_1} [b + \varphi (h - r_k)]}{m_a g L \left(1 - \frac{\varphi r_k}{L}\right)};$ $\beta'' = \frac{R_{z_1} (b + \varphi h)}{m_a g L \left(1 + \frac{\varphi r_k}{L}\right)}$	—
20	$\frac{b + \varphi h}{L \left(1 + \frac{\varphi r_k}{L}\right)} \geq \frac{b + \varphi (h - r_k)}{L \left(1 - \frac{\varphi r_k}{L}\right)}$	—
21	$\beta'' = \frac{b + \varphi h}{L \left(1 + \frac{\varphi r_k}{L}\right)} \leq 0,5$	—
22	$m = \frac{bL}{b - h(\varphi - \varphi_0)};$ $m = \frac{aL}{a + h(\varphi - \varphi_0)}$	—
23	$m = \frac{bL}{b - (\varphi - \varphi_0)(h - r_k)};$ $m = \frac{aL}{a + (\varphi + \varphi_0)(h - r_k)}$	—
24	$\beta_{\text{д.рац}} = \frac{b(a\varphi' + b\varphi'')(h - r_k)}{L}$	—
25	$\beta_{\text{д}} = \beta'(\varphi'') = \frac{b + \varphi''(h - r_k)}{L \left(1 - \frac{\varphi'' r_k}{L}\right)}$	—
26	$\varphi_0 = \frac{\varphi'' \left(1 - \frac{a r_k}{hL}\right)}{1 - \frac{\varphi'' r_k}{L}}$	—

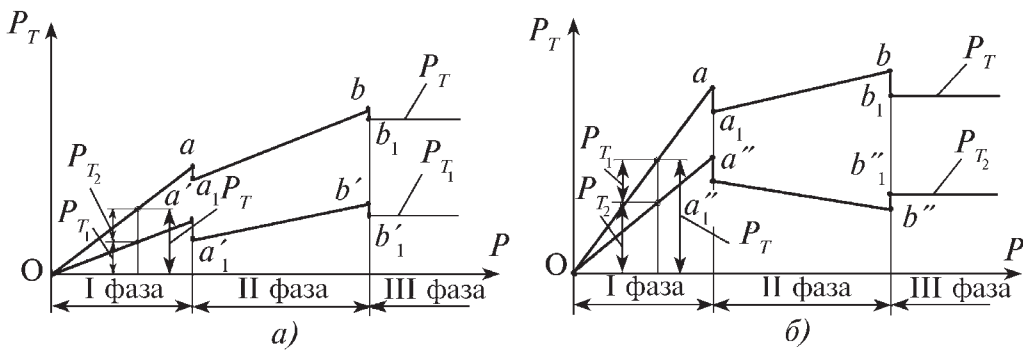


Рис. 1. Зависимость тормозных сил от усилия на тормозной педали при $\varphi \leq \varphi_0$ (а) и при $\varphi \geq \varphi_0$ (б)

лес обеих осей при выбранном постоянном распределении тормозных сил между ними, характеризуемом $\beta_d = \beta_{d_{\text{ран}}}$. Однако, как показали проведенные авторами исследования, точка одновременного доведения до грани блокирования всех колес должна находиться не в точке А, а на пересечении кривой 1 и прямой 3, которая располагается за пределами графика, т.е. за границей максимально возможного коэффициента сцепления $\varphi = \varphi' = 0,8$. Что означает: передние колеса доводятся до грани блокирования раньше задних.

Следующий вопрос – определение коэффициента β_d распределения общей тормозной силы на переднюю ось при блокировании колес одной из осей.

Чтобы ответить на него, предположим, что на автомобиле есть идеальный регулятор распределения тормозных сил, позволяющий довести передние и задние колеса до предела блокирования. В этом случае тормозные силы на осях будут соответствовать формуле № 9, а идеальный коэффициент $\beta_{d_{\text{ид}}}$ их распределения – формуле № 10. Но из-за особенностей работы или параметров тормозной системы, или случайного изменения коэффициента сцепления обязательно произойдет блокирование колес одной из осей. И, как результат, скачкообразное увеличение вертикальной нагрузки на передние колеса и уменьшение – на задние. То есть возникнет ситуация, при которой зад-

ние колеса заблокируются, что может привести к заносу автомобиля. При блокировании же передних колес эта опасность значительно меньше.

Определим коэффициент β_d распределения тормозной силы на переднюю ось, возникающей при блокировании колес одной из осей, и на колеса другой оси, находящиеся на пределе блокирования. Тогда формулы № 5 и 6 при случайном блокировании колес передней оси, очевидно, примут вид формул № 15, а при случайном блокировании колес задней оси – формул № 16.

Учитывая сказанное, формулы, описывающие случайное блокирование колес легкового автомобиля, можно записать в следующем виде: для передних колес – формула № 17, а для задних – формулами № 18.

Коэффициенты же тормозных сил между осями, соответствующие полученным вертикальным реакциям при том же случайном блокировании передних и задних колес, дают формулы № 19.

Зависимости коэффициента распределения тормозной силы между осями приведены на рис. 3. Причем для всех колес, находящихся на пределе блокирования, это будет кривая 4, заблокированных колес – кривая 2 и при передних заблокированных и задних колесах на пределе блокирования – кривая 3; при задних заблокированных и передних на пределе блокирования – кривая 1. Их анализ для

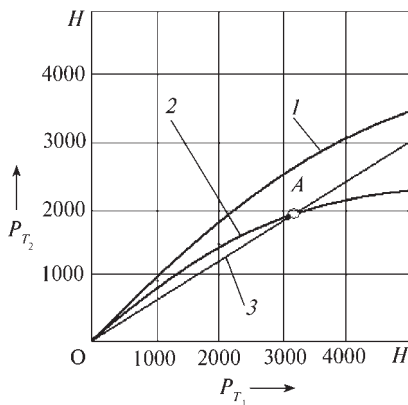


Рис. 2. Зависимости общей тормозной силы идеального автомобиля ($a = c = 1 \text{ м}$, $h = 0,5 \text{ м}$, $L = 2 \text{ м}$, $r_k = 0,3 \text{ м}$, $m_a = 1000 \text{ кг}$) от усилия на тормозной педали при торможении на пределе блокирования колес (1), всех заблокированных колесах (2), рациональном постоянном распределении тормозных сил (3) между осями (во всех случаях $\varphi_0 = \varphi_{\text{рац}} = 0,5$)

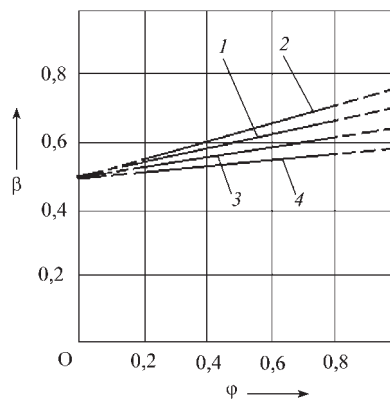


Рис. 3. Распределение тормозных сил между осями "идеального" легкового автомобиля:

1 – при передних заблокированных колесах, а задних – на пределе блокирования; 2 – при всех заблокированных колесах; 3 – при задних заблокированных колесах и передних, находящихся на пределе блокирования; 4 – при передних и задних колесах на пределе их блокирования

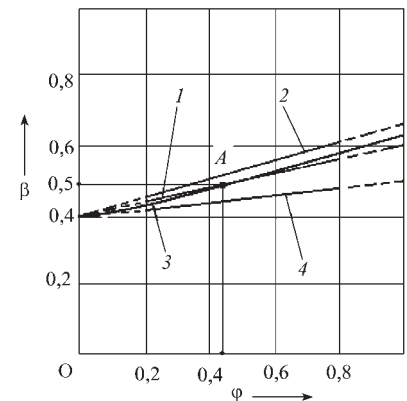


Рис. 4. Распределение тормозных сил между осями "идеального" легкового автомобиля со смещенным к задней его оси центром масс:

1 – при задних заблокированных и передних, находящихся на пределе блокирования, колесах; 2 – при всех заблокированных колесах; 3 – при передних заблокированных и задних, находящихся на пределе блокирования, колесах; 4 – при всех заблокированных колесах

идеального автомобиля, т.е. с центром масс, расположенным посередине базы, показывает: при передних заблокированных колесах и задних на пределе блокирования величина коэффициента β выше, чем при заблокированных задних и передних на грани блокирования. Другими словами, $\beta' \geq \beta''$ во всем диапазоне значений коэффициента φ .

Теперь определим возможность получения $\beta' \leq \beta''$. Это возможно лишь в случае, соответствующем формуле № 20. И если решить это неравенство, то получим формулу № 21.

Иллюстрацией полученного результата может служить рис. 4 для условного автомобиля, имеющего смещенный к задней оси центр масс: как видим, кривые 1 и 3 пересекаются в точке А, соответствующей $\beta' = \beta'' = 0,5$.

Наконец, о чисто практической проблеме – выборе рационального, причем постоянного, значения коэффициента β_d распределения общей тормозной силы на переднюю ось.

А.Б. Гредескул получил формулу № 12 в предположении, что коэффициенты использования "цепного веса" автомобиля при минимальном (φ') и максимальном (φ'') коэффициентах сцепления колес с опорной поверхностью равны между собой. При $\varphi \leq \varphi_0$, а также при $\varphi \geq \varphi_0$ они соответствуют формулам № 22, тогда как при $\varphi = \varphi_0$ это значение равно единице. Однако здесь есть одно "но": формулы № 23 и 24 опять-таки получены при идеальном распределении тормозных сил между осями, соответствующем формуле № 3. В нашем же случае, когда используется формула № 10, получаются формулы № 23 соответственно. И если для первой из них принять $\varphi = \varphi'$, а для второй $\varphi = \varphi''$, а затем приравнять их правые части, то легко определить: $\varphi_0 = \varphi_{0\text{расс}}$, которое соответствует формуле № 12. Это означает, что приведенные авторами уточнения не повлияли на величину рационального расчетного коэффициента сцепления. Однако величина коэффициента ($\beta_{d\text{расс}}$) распределения тормозной силы на переднюю ось в соответствии с уравнением № 10 уменьшается и будет характеризоваться формулой № 24.

Такое распределение обеспечивает более равномерную, чем при традиционных расчетах энергонагруженность передних и задних тормозов автомобиля при его служебных торможениях. Например, для того же "идеального автомобиля", расчетные параметры которого приведены на рис. 2, 3 и 4, при традиционной методике расчета $\beta_{d\text{расс}} = 0,625$, а при уточненной – 0,50, т.е. на 12 % меньше.

На некоторых моделях легковых автомобилей малых классов конструкторы, стремясь избежать установки регуляторов тормозных сил, для минимальной загрузки автомобиля выбирают $\varphi_0 = \varphi''$, благодаря чему обеспечивают опережающее блокирование передних колес во всем диапазоне загрузочных и дорожных условий. Однако величина β_d в этом случае получается весьма значительной, что ведет к перегрузке передних и недогрузке задних тормозов при служебных торможениях. Но если проанализировать рис. 3, то можно предложить следующее: принимать $\beta' = \beta''$ при $\varphi = \varphi''$. Тогда на основании формулы № 19 можно получить формулу № 25, а затем, приравняв правые части этой формулы и формулы № 3, при $\varphi = \varphi_0$ получить формулу № 26 для традиционного выбора распределения тормозных сил между осями. В итоге для рассматриваемо-

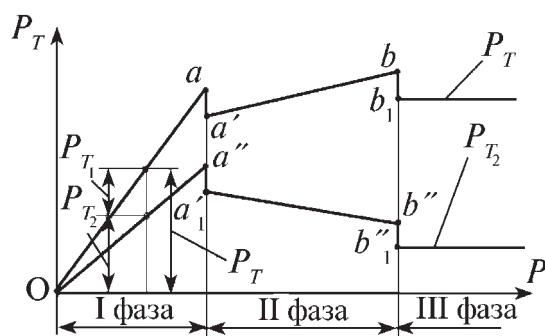


Рис. 5. Уточненные зависимости тормозных сил от усилия на тормозной педали при $\varphi \geq \varphi_0$

го выше "идеального автомобиля" получаем: $\varphi_0 = 0,636$, а $\beta_d = 0,659$.

Таким образом, авторам удалось решить две задачи: найти варианты обеспечения устойчивости современного легкового автомобиля при экстренных торможениях и выявить условия для более равномерной энергонагруженности передних и задних тормозов при служебных торможениях.

В заключение отметим, что полученные в ходе исследования уточнения касаются и характера протекания зависимостей, приведенных на рис. 1: если при $\varphi \leq \varphi_0$ существующий характер протекания кривых не изменится, то при $\varphi \geq \varphi_0$ на границе второй и третьей фаз произойдет не увеличение P_{T_2} на участке $b' - b''_1$, а их уменьшение (рис. 5), что обусловлено блокированием задних колес и увеличением опрокидывающего момента в продольной плоскости автомобиля из-за снижения суммарной вертикальной нагрузки на заднюю ось.

Что следует из всего сказанного выше? Е.А. Чудаков, А.Б. Гредескул и многие другие исследователи в отношении техники того времени нашли блестящие решения. Однако современный легковой автомобиль – совершенно другое АТС. Поэтому принятое ими распределение тормозных сил по осям такого автомобиля требует уточнения, в том числе определения тормозных сил и коэффициентов их распределения на границах различных фаз торможения. И авторам, с их точки зрения, это удалось: они предлагают уточненные рекомендации по выбору рационального постоянного распределения тормозных сил между осями, обеспечивающего устойчивость именно современного легкового автомобиля против заноса на режиме торможения.

Литература

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
2. Гредескул А.Б., Булгаков Н.А. Экспериментальное исследование блокирования затормаживаемого колеса // Автомобильная промышленность. 1985. № 3. С. 21–25.
3. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И. Ломака // Научное сообщение № 18. – Харьков: Изд-во Харьковского госуниверситета. 1962. – 36 с.

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА ГОЛОВНЫХ ФАР АТС

Канд. техн. наук **С.Е. ЛАРКИН, С.П. САЛЬНИКОВ**
Пензенский ГУ (8412. 36-82-51)

Проанализированы возможности безопасного движения в темное время суток. Предложена конструкция адаптивной системы освещения, позволяющая плавно изменять освещенность дорожного полотна на дальнем и ближнем свете.

Ключевые слова: безопасность движения, адаптивная система освещения, дальний и ближний свет.

Larkin S.E., Salnikov S.P.

ADAPTIVE SYSTEM OF HEAD HEADLIGHTS OF AV

Possibilities of safe movement in a night-time are analysed. The design of adaptive system of the illumination is offered, allowing smoothly to change light exposure of a road cloth, on distant and a passing light.

Keywords: traffic safety, adaptive system of illumination, distant and a passing light.

От эффективной работы фар АТС в темное время суток зависит безопасность всех участников движения, перемещающихся на встречных и пересекающихся курсах. Однако стандартная фара освещает только тот участок дороги, который находится строго по курсу движения. При объезде же ухабов, прочих неровностей дорожного покрытия они больше освещают обочину, нежели саму дорогу, а на поворотах это может привести к ослеплению водителей встречного транспорта. Поэтому очень желательно, чтобы световой поток фар "следил" за поворотом автомобиля, с тем, чтобы водитель мог раньше распознать дорожную ситуацию. И самое простое с этой точки зрения решение — установка блок-фары или фары с индивидуальным корпусом, которая загорается при повороте руля или включении указателя поворота на скорости до 70 км/ч [1]. Или возложение данной функции, т.е. боковой подсветки, на противотуманные фары, которые имеют специальный рефлектор, формирующий световой поток увеличенной ширины. Причем второе решение даже предпочтительнее: оно недорогое, достаточно простое в конструктивном отношении, обеспечивает высокую надежность системы. Не случайно над ним работают специалисты таких крупных компаний, как "Лексус", "Фольксваген", БМВ и др. Тем не менее анализ показывает, что будущее — за адаптивными системами головного освещения. Они хотя и более сложны по конструкции и принципу работы, зато дают значительно более высокий уровень безопасности и комфорта за счет проецирования светового пучка на дорожное полотно поворотом фар в нескольких плоскостях [2]. Причем формирование их светового пучка всегда точно соответствует положению автомобиля на дороге, его скорости, крену и т.д. И осуществляет эту функцию электронная система управления: она на основании различных сигналов, которые поступают с датчиков, измеряющих скорость движения, угол поворота руля, угловую скорость автомобиля, постоянно вычисляет необходимый угол поворота фар и отдает соответствующие команды исполнительным механизмам, управляя одним из модулей оптики (левым или правым). Правда, такие системы пока что

имеют один существенный недостаток: при наборе скорости движения автомобиля световой поток перемещается с более близкого на дальний свет дискретно, т.е. он изменяется прерывисто, что периодически приводит к недостаточному освещению дальнего участка дороги и частичной потере управляемости вследствие эффекта "черной ямы". Иначе говоря, нынешние адаптивные системы в некоторых ситуациях не делают работу водителя максимально безопасной и комфортной. Кроме того, они не решают проблему ослепления других участников дорожного движения.

Из всего сказанного напрашивается вопрос: возможны ли системы головного освещения, способные освещать дорогу перед автомобилем широким пятном большой протяженности, плавно перемещающимся в сторону поворота автомобиля?

Чтобы ответить на него, напомним некоторые вопросы теории. И начнем с того, что от дальности видимости зависит допустимая скорость движения автомобиля, а безопасность движения обеспечивается в том случае, если эта дальность превышает путь автомобиля при торможении (остановочный путь $S_{\text{ост}}$). Его можно подсчитать по формуле $S_{\text{ост}} = S_1 + S_2 + l_0$, в которой S_1 — остановочный путь до срабатывания тормозов; S_2 — тормозной путь и l_0 — запас остановочного пути (как правило, 10 м). В свою очередь, $S_1 = v \cdot T$, где v — скорость автомобиля и T — суммарное время различения препятствия, а $S_2 = \frac{v^2 K_3}{2g\phi 3,6^2}$, где

K_3 — коэффициент эксплуатационного состояния тормозов и ϕ — коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью.

Таким образом, с учетом коэффициентов сцепления (0,7 для сухой и 0,3 для мокрой дороги) и эксплуатационного состояния тормозов (1,6 — среднее значение) остановочный путь при скоростях 40 и 100 км/ч составляет 44 и 150 м соответственно. Стандартная система светораспределения имеет суммарную силу света оптической системы, равную 150 тыс. кд, что обеспечивает дистанцию обнаружения препятствия при скорости 100 км/ч для сухой и 70 км/ч для мокрой дороги соответственно. Очевидно, что для повышения безопасности движения необходима адаптивная система, которая изменяет световой поток пропорционально скорости автомобиля в любой момент времени. Столь же очевидно, что в ее состав должны входить соответствующие датчики, преобразователи их сигналов, микроконтроллер, устройство управления исполнительным механизмом, исполнительный механизм (шаговый электродвигатель). И, кроме того, приспособленные для работы с этой системой управления фары головного освещения.

Такая система в Пензенском ГУ разработана. Внешний вид и точки крепления фары к кузову в ней аналогичны штатным фарам. Различие заключается лишь в ее конструкции и наличии подвижных элементов крепления линзы, управляемых с использованием стандартного программного управления.

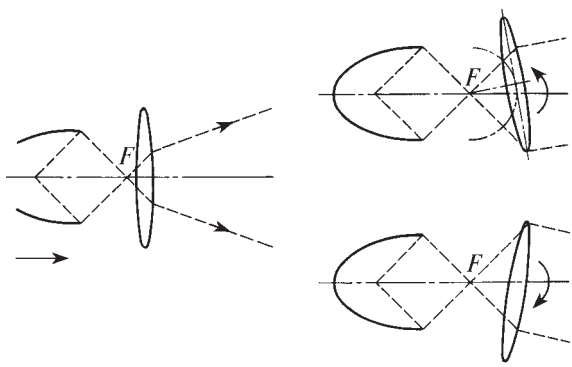


Рис. 1. Принцип построения системы управления световым потоком головных фар

Принцип действия разработанной системы основан на изменении светового потока фар головного освещения с учетом конкретных участков дороги и манеры езды. Реализуется он с помощью шагового двухкоординатного электродвигателя, перемещающего оптическую линзу в двух плоскостях. Такое перемещение линзы отдельно от источника света (рис. 1) открывает следующие возможности: снижает инерционность системы, что позволяет водителю более оперативно реагировать на изменение дорожной ситуации; плавно изменять ширину светового потока; поворачивать поток в сто-

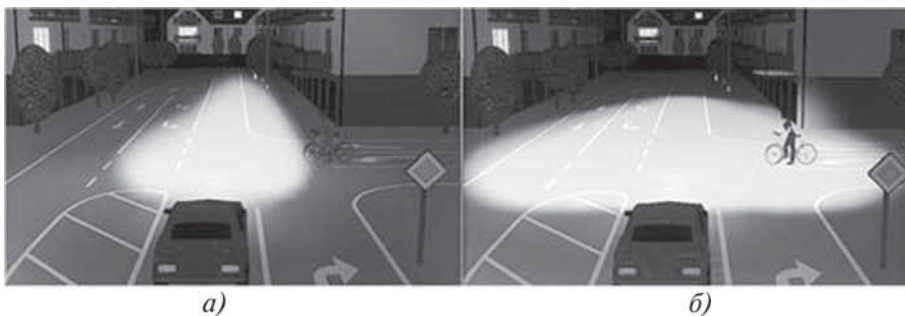


Рис. 2. Световые потоки головных фар при большой (а) и небольшой (б) скоростях движения автомобиля

рону движения автомобиля; корректировать его в зависимости от загруженности автомобиля. Система работает следующим образом.

При повороте рулевого колеса датчик положения рулевой колонки посылает сигнал в микроконтроллер. Последний, в зависимости от скорости движения, вычисляет необходимый угол поворота фар и подает команду управляющему устройству исполнительного механизма, который в свою очередь передаст импульсы на соответствующий электродвигатель, направляя тем самым пучок света в сторону поворота автомобиля.

При увеличении скорости движения система аналогичным образом реагирует на ее изменение,

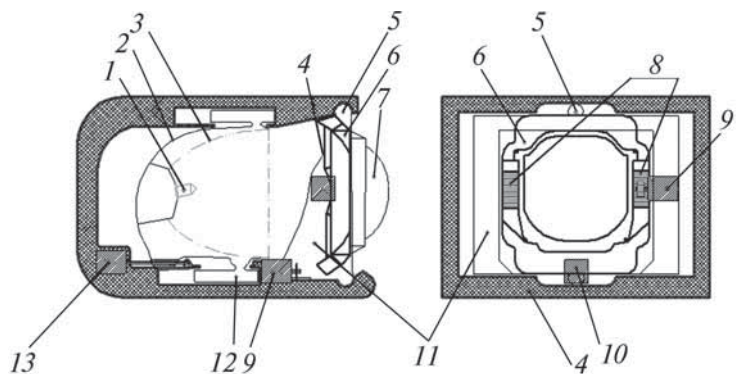


Рис. 3. Схема механизма управления головной фарой:

1 – источник света; 2 – фара; 3 – отражатель; 4 – корпус механизма; 5 – направляющие горизонтального перемещения оптической линзы; 6 – рамка вертикального перемещения линзы; 7 – линза; 8 – направляющие вертикального перемещения линзы; 9 – электродвигатель вертикального перемещения линзы; 10 – электродвигатель горизонтального перемещения линзы; 11 – рамка горизонтального перемещения линзы; 12 – направляющие продольного перемещения линзы; 13 – электродвигатель продольного перемещения линзы

перемещая оптическую линзу дальше от фокуса (рис. 2, а). При уменьшении же скорости она, наоборот, приближает линзу к фокусу, обеспечивая расходящийся световой поток (рис. 2, б).

Кроме того, система с помощью ультразвуковых датчиков определяет процент загруженности передней или задней частей автомобиля и корректирует угол светового потока в вертикальной плоскости. В

этом случае микроконтроллер получает сигналы с ультразвуковых датчиков, которые соответствуют расстоянию от передней и задней частей кузова автомобиля до дорожного покрытия и вырабатывают команды управления шаговым электродвигателем вертикального перемещения линзы.

Механическая часть системы показана на рис. 3. Ее работа в комментариях, думается, не нуждается.

При переключении с ближнего света на дальний микроконтроллер формирует на выходе сигнал управления шаговым двигателем 13 продольного перемещения, который обеспечивает перемещение линзы от фокуса, вследствие чего луч изменяет свою геометрию.

Благодаря такому циклу система осуществляет постоянное корректирование светового пятна перед автомобилем, а также уменьшает ослепление глаз водителей встречных транспортных средств.

Литература

1. Скобелев В.М. Световые приборы автомобилей и тракторов. – М.: Машиностроение, 1981. – 280 с.
2. <http://tdiservice.ru/technology/afs/>

ПОЛУАКТИВНАЯ СИСТЕМА ПОДРЕССОРИВАНИЯ АТС И ПЛАВНОСТЬ ЕГО ХОДА

А.В. ПОДЗОРОВ, д-р техн. наук, М.В. ЛЯШЕНКО, В.Н. ПРЫТКОВ

Волгоградский ГТУ (8442. 24-81-71)

На примере пространственной математической модели автобуса рассматривается задача управления полуактивной системой подрессоривания с целью повышения плавности его хода.

Ключевые слова: транспортное средство, полуактивная система подрессоривания, плавность хода, амортизатор, пневматическая рессора, пространственная модель.

Podzorov A.V., Liashenko M.V., Prytkov V.N.

SEMI-ACTIVE SUSPENSION SYSTEM OF A VEHICLE AND ITS RIDE COMFORT

A problem of control over a semi-active suspension system aimed to increase ride comfort is considered on the basis of the multidimensional mathematical model of a bus.

Keywords: vehicle, semi-active suspension system, ride comfort, shock absorber, pneumatic spring, multidimensional model.

Пассивные системы подрессоривания с нерегулируемыми в процессе эксплуатации характеристиками — наиболее распространенный тип подвесок нынешних АТС. Это объясняется простотой их конструкции, относительно высокой надежностью, отсутствием необходимости подвода энергии к ним. Однако требования потребителя в отношении плавности хода АТС непрерывно ужесточаются, и удовлетворить их такие подвески уже не в состоянии. Поэтому ведущие зарубежные автопроизводители ("Мерседес-Бенц", "Фольксваген", "Ситроен" и др.) включают в модельные ряды своей продукции АТС, оснащенные различными вариантами управляемых систем подрессоривания, которые хотя и удорожают, а также усложняют ее конструкцию, но в тоже время существенно улучшают характеристики плавности хода.

При проектировании таких подвесок разработчикам, естественно, приходится сталкиваться с рядом проблем, главная из которых заключается в конфликте требований к подвеске в отношении плавности хода, управляемости и устойчивости движения. Другими словами, подвеска, с одной стороны, чтобы увеличить комфортность автомобиля для водителя и пассажиров, обеспечить сохранность перевозимых грузов, должна иметь "мягкие" настройки, а с другой — настройки должны быть достаточно "жесткими", чтобы обеспечить хорошие управляемость и устойчивость, исключая вероятность потери контакта колеса с дорожным полотном, опасных кренов корпуса АТС в поперечной плоскости при его движении на поворотах, а также в продольной плоскости при разгонах и торможениях.

Следующая проблема состоит в том, что условиям движения АТС (таким, как скорость его движения, величина подрессоренной массы, дорожное покрытие, режим движения) свойственно изменяться. Поэтому для АТС характеристики пассивной системы подрессоривания приходится выбирать, исходя из его назначения и среднестатистических условий эксплуатации, т.е. искать компромисс между приведенными выше противоречивыми требованиями, предъ-

являемыми к подвеске. В итоге такая подвеска, оптимизированная применительно ко всему диапазону условий эксплуатации, оказывается неоптимальной в каждом из конкретных текущих дорожных ситуаций. И в этом смысле управляемые системы подрессоривания, безусловно, предпочтительны: они позволяют разрешить или хотя бы сгладить рассматриваемую проблему, поэтому, как сказано выше, и находят все более широкое применение.

Причем из анализа уже существующих управляемых систем подрессоривания можно сделать вывод: наиболее оптимальными с точки зрения улучшения плавности хода, управляемости, устойчивости (преимущество перед пассивными системами подрессоривания), сложности конструктивного исполнения и достаточно низкого энергопотребления (преимущество перед активными системами подрессоривания) считаются системы полуактивные. То есть системы, в которых внешняя энергия расходуется только на изменение параметров входящих в нее по сути пассивных элементов (например, на изменение сопротивления демпфирующего или жесткости упругого элемента). Ниже речь будет идти именно о них.

Главное отличие такой системы от пассивных систем состоит в том, что она — управляема, следовательно, эффективность ее работы во многом зависит от выбранного алгоритма управления. В связи с чем авторы рассматривают не столько схему полуактивной подвески АТС, сколько алгоритмы управления ее демпфирующими (гидравлический амортизатор) и упругими (пневматическая рессора) элементами с помощью компьютерного моделирования, приняв в качестве параметров управления этими элементами коэффициент гидравлического сопротивления амортизатора r и рабочий объем V пневматической рессоры, определяющий жесткость ее упругой характеристики. То есть параметры, удобные для практической реализации системы управления: сопротивление гидравлического амортизатора можно менять, варьируя проходное сечение его дросселя или вязкость рабочей жидкости, а рабочий объем пневматической рессоры — коммутацией ее основного (V_n) и дополнительного (V_d) объемов.

Для управления амортизатором был разработан алгоритм, основанный на ступенчатых вариантах алгоритмов управления "sky hook" [1, 2, 3] и "ground hook" [4] и позволяющий найти баланс между гашением колебаний подрессоренной и неподрессоренной масс. Его аналитическое выражение применительно к одноопорной двухмассовой модели АТС (модель 1/4 АТС), изображенной на рис. 1, представляет собой следующую систему:

$$r = \begin{cases} r_1 (\psi = 0,5) & \text{при } \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0 \text{ и } -\dot{\zeta}(\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0; \\ r_2 (\psi = 0,2) & \text{при } \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0 \text{ и } -\dot{\zeta}(\dot{z} - \dot{\zeta}) \leq 0; \\ r_3 (\psi = 0,1) & \text{при } \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) \leq 0 \text{ и } -\dot{\zeta}(\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0. \end{cases}$$

где ψ — коэффициент аperiodичности системы; r_1, r_2, r_3 — коэффициенты переменного сопротивления амортизатора.

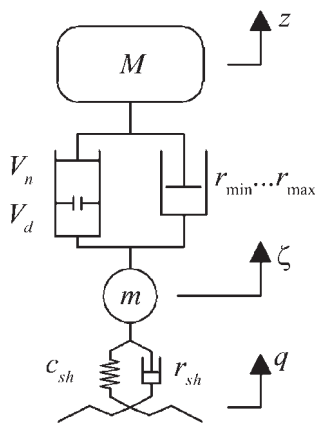


Рис. 1. Одноопорная двухмассовая модель АТС с управляемыми амортизатором и пневматической рессорой:

m, M – неподдрессоренная и поддрессоренная массы; z, ζ – вертикальные перемещения поддрессоренной и неподдрессоренной масс; q – кинематическое возмущение; c_{sh}, r_{sh} – жесткость и коэффициент демпфирования шины; V_n, V_d – основной и дополнительный объемы пневматической рессоры; r_{min}, r_{max} – минимальное и максимальное значения коэффициента гидравлического сопротивления амортизатора

В качестве закона управления пневматической рессорой авторы взяли алгоритм, суть которого заключается в изменении ее упругодемпфирующих свойств в зависимости от текущих значений вертикальных скоростей поддрессоренной и неподдрессоренной масс, т.е. \dot{z} и $\dot{\zeta}$. Затем, используя уравнение упругой характеристики пассивного пневматического элемента [5], получили упругую ее характеристику с изменением рабочего объема. Рассчитывается эта характеристика по формуле:

$$F_u = \left[p_a \left(\frac{V_n}{V_n + F_e \lambda_i} \right)^k \left(\frac{V_n + V_d + F_e \lambda_i}{V_n + V_d + F_e (z - \zeta)} \right)^k - p_v \right] F_e,$$

где F_u – упругая сила пневматической рессоры; p_a – абсолютное давление в ней; p_v – атмосферное давление; λ_i – деформация рессоры, соответствующая моменту подключения (отключения) дополнительного объема V_d ; k – показатель политропы; F_e – эффективная площадь рессоры.

Алгоритм управления упругодемпфирующими свойствами пневматической рессоры за счет изменения рабочего объема V применительно к рассматриваемой одноопорной двухмассовой модели АТС (то-

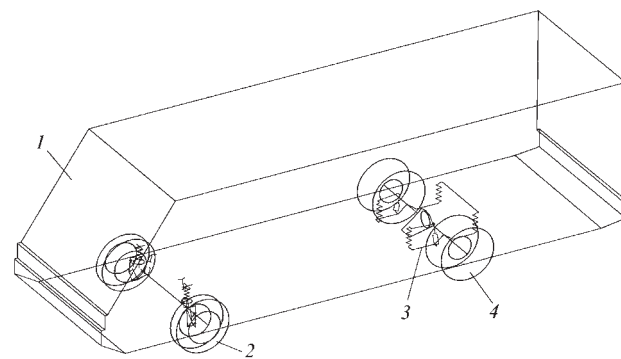


Рис. 2. Пространственная многомассовая модель АТС:

1 – кузов; 2 – переднее колесо; 3 – задний мост; 4 – заднее колесо

же несложен) можно представить следующей системой:

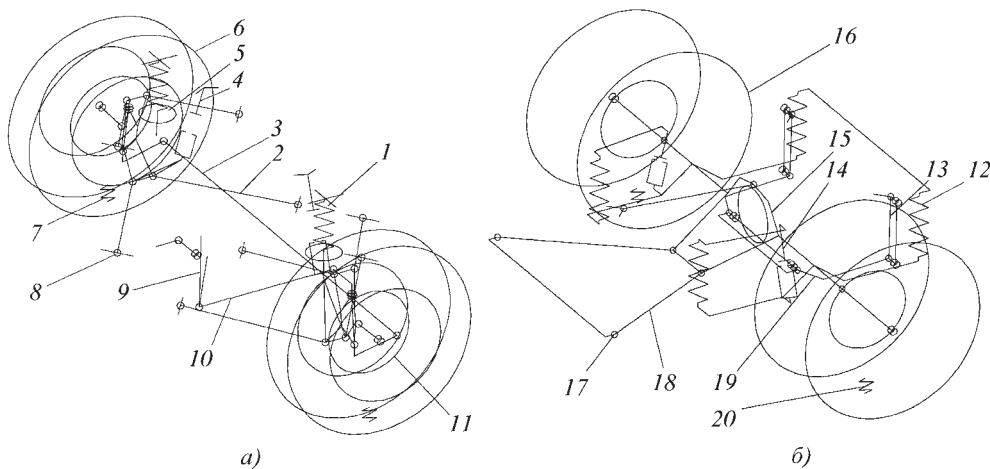
$$V = V_n + F_e (z - \zeta) + \begin{cases} V_d & \text{при } \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) \leq 0; \\ V_d & \text{при } \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0 \text{ и } |z - \zeta| > |\lambda_i|; \\ 0 & \text{при } \dot{z}(\dot{z} - \dot{\zeta}) > 0 \text{ и } |z - \zeta| \leq |\lambda_i|. \end{cases}$$

Исследование эффективности работы полуактивной системы поддрессоривания АТС проводилось с помощью компьютерной системы моделирования ФРУНД [6]. В результате была сформирована пространственная многомассовая модель АТС, общий вид которой представлен на рис. 2.

Модель АТС разрабатывалась на основе конструктивных параметров автобуса и содержит несколько подвижных тел: кузов 1, передние (2) и задние (4) колеса, задний мост 3, а также направляющие элементы системы поддрессоривания. Модель системы поддрессоривания включает основные элементы передней и задней подвесок, а также полностью воспроизводит их кинематику. При этом передняя подвеска (рис. 3, а) – независимая рычажная на поперечных рычагах 2 имеет в своем составе упругие и демпфирующие элементы в виде пневматических рессор 1 и гидравлических амортизаторов 4 соответ-

Рис. 3. Передняя (а) и задняя (б) подвески АТС:

1, 12 – пневматическая рессора; 2 – поперечный рычаг; 3 – поперечная рулевая тяга; 4, 14 – гидравлический амортизатор; 5 – поворотный кулак; 6 – переднее колесо; 7, 20 – шина; 8, 17 – шарнир; 9 – сошка рулевого механизма; 10 – рулевая тяга; 11 – ступица; 13 – серьга; 15 – задний мост; 16 – заднее колесо; 18 – тяга; 19 – стабилизатор поперечной устойчивости



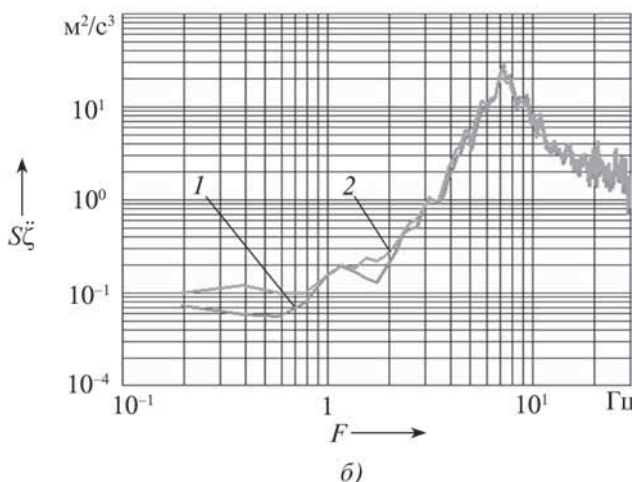
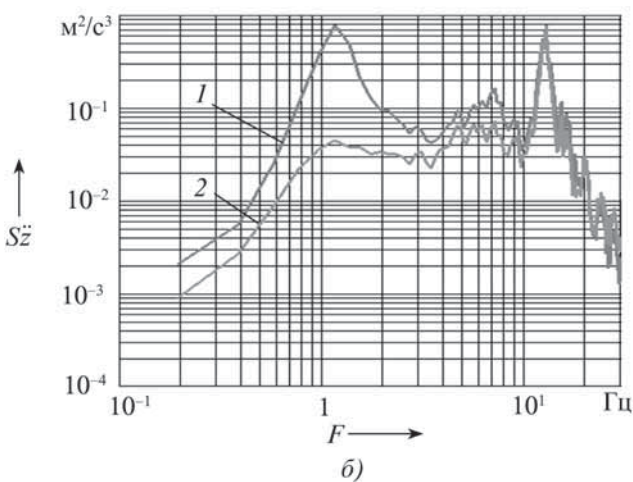
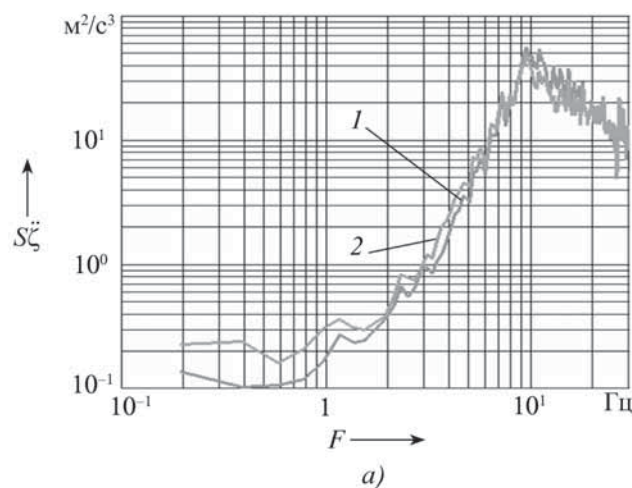
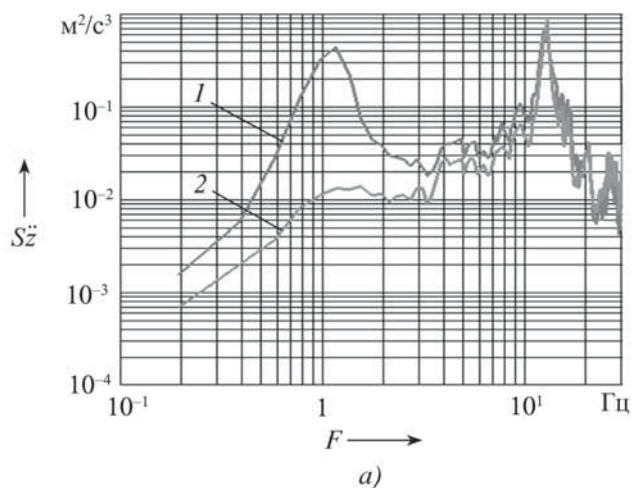


Рис. 4. Спектры вертикальных ускорений кузова над передней (а) и задней (б) подвесками:

1 – штатная подвеска; 2 – полуактивная подвеска

Рис. 5. Спектры вертикальных ускорений левого поворотного кулака передней подвески (а) и заднего моста (б):

1а – штатная подвеска, СКЗ = 29,41 м/с²; 2а – полуактивная подвеска, СКЗ = 29,38 м/с²; 1б – штатная подвеска, СКЗ = 12,71 м/с²; 2б – полуактивная подвеска, СКЗ = 13,16 м/с²

ственно. Схема задней зависимой подвески автобуса, которая состоит (рис. 3, б) из тяг 18, разгружающих пневматические рессоры 12 от продольных и поперечных сил, гидравлических амортизаторов 14 и стабилизатора поперечной устойчивости 19.

Характеристика шин передних и задних колес учитывает их отрыв от дороги, а упругая характеристика передней и задней подвесок имеет участки, описывающие работу ограничителей динамического хода – упругих элементов большой жесткости.

Для проверки эффективности работы управляемой системы поддрессоривания было проведено моделирование прямолинейного движения автобуса со

скоростью 60 км/ч по дороге со случайным профилем, в качестве прототипа которой была взята одна из дорог полигона НИЦИАМТа НАМИ ("ровный бульжник", что соответствует дороге удовлетворительного качества). При этом были рассмотрены два варианта систем поддрессоривания. Первый – подвеска со штатными амортизаторами ($\psi = 0,3$) и пневматическими рессорами ($V_n = 0,011 \text{ м}^3$, $V_d = 0$); второй – полуактивная подвеска с управляемыми амортизаторами ($\psi = 0,1-0,5$) и пневматическими рессорами ($V_n = 0,011 \text{ м}^3$, $V_d = 0-0,01 \text{ м}^3$).

Точка кузова	Тип подвески	Значения СКЗ вертикальных ускорений кузова, 10^{-3} м/с^2 , при среднегеометрических частотах f , Гц													
		1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50	16,00	
Над передней подвеской	Штатная	248	271	120	114	104	118	167	193	227	286	458	1070	538	
	Полуактивная	46	51	53	63	66	82	134	155	182	235	343	959	426	
Над задней подвеской	Штатная	276	396	203	193	167	179	207	281	418	362	343	976	483	
	Полуактивная	84	92	86	112	108	134	167	230	297	252	297	860	389	

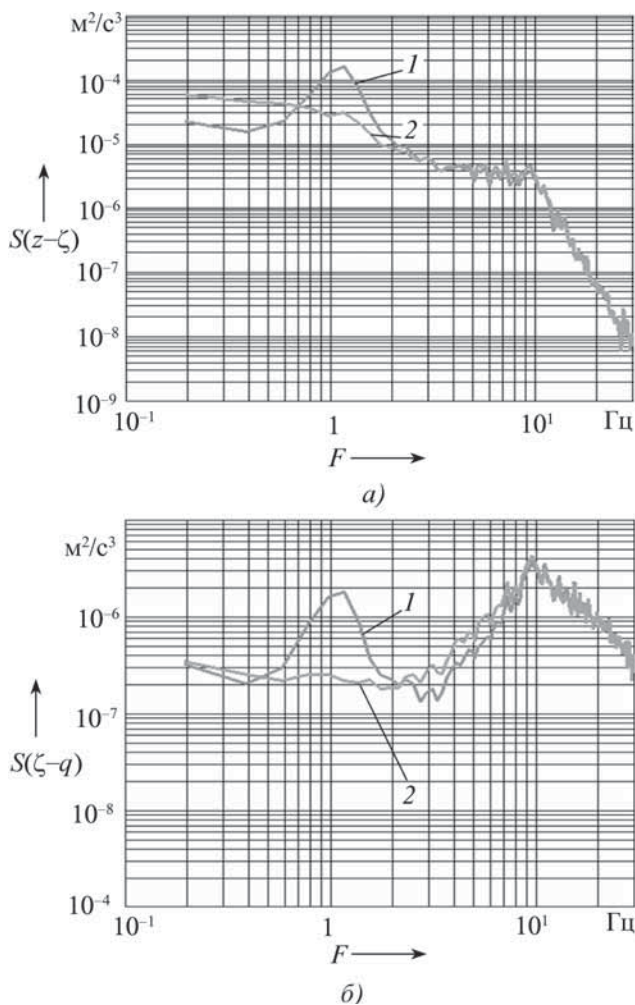


Рис. 6. Спектры относительных перемещений передней левой пневморессоры (а) и передней левой шины (б):

1а – штатная подвеска, СКЗ = 0,0131 м; 2а – полуактивная подвеска, СКЗ = 0,0106 м; 1б – штатная подвеска, СКЗ = 0,00637 м; 2б – полуактивная подвеска, СКЗ = 0,00634 м

В качестве критерия оценки плавности хода АТС использовались спектры вертикальных ускорений кузова в двух его точках (рис. 4). Кроме того, были подсчитаны (см. таблицу) среднеквадратичные значения вертикальных ускорений кузова в тех же двух точках для тех же штатной и полуактивной систем поддрессоривания.

В качестве критериев оценки управляемости и устойчивости движения АТС использовались спектры вертикальных ускорений неподдрессоренных элементов передней и задней подвесок (рис. 5), а также

спектры относительных перемещений пневматических рессор передней и задней подвесок и шин передних и задних колес (рис. 6).

Из анализа рис. 4 и таблицы видно, что полуактивная система поддрессоривания позволяет существенно повысить, по сравнению с пассивной системой, плавность хода АТС. Особенно в области низкочастотного резонанса кузова, в межрезонансной области его колебаний и неподдрессоренных элементов системы поддрессоривания. В свою очередь, значения параметров, влияющих на управляемость и устойчивость движения АТС (см. рис. 5, 6), для полуактивной и пассивной систем поддрессоривания вполне сопоставимы, что позволяет предположить сохранение управляемости и устойчивости движения на уровне, как минимум, соответствующем пассивной системе.

В качестве выводов можно также отметить, что полуактивная система поддрессоривания с управляемыми по предлагаемым законам упругими и демпфирующими элементами значительно снижает динамическую нагруженность поддрессоренных частей АТС, тем самым повышая его плавность хода без ухудшения параметров, влияющих на управляемость и устойчивость движения.

Таким образом, очевидно, что результаты численного эксперимента и рассмотренные выше законы управления могут служить основой для создания конструктивно относительно простых полуактивных систем поддрессоривания, не требующих для их работы значительного количества энергии.

Литература

1. Karnopp D.C. Vibration control using semi-active force generators / D.C. Karnopp, M.J. Crosby, R.A. Harwood // Transactions of the ASME. Journal of Engineering for Industry. – 1974. – Vol. 96. – pp. 619–626.
2. Подзоров Ал.В. The optimal control of the multidimensional system at stochastic excitation / Ал.В. Подзоров, А.С. Горобцов, М.В. Ляшенко // Journal of KONES. Powertrain and Transport (Poland). – 2009. – Vol. 16, № 1. – С. 411–418.
3. Подзоров Ал.В. Математическая модель управляемой системы поддрессоривания АТС / Ал.В. Подзоров, А.С. Горобцов, М.В. Ляшенко // Автомобильная промышленность. 2010. № 9. С. 16–19.
4. Valásek, M. Extended ground-hook – new concept of semi-active control of truck's suspension / M. Valásek [et. al.] // Vehicle system dynamics. – 1997. – Vol. 27, No. 5–6. – pp. 289–303.
5. Певзнер Я.М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я.М. Певзнер, А.М. Горелик. – Л.: [б. и.], 1963. – 316 с.
6. Горобцов А.С. Комплекс ФРУНД – инструмент исследования динамики автомобиля / А.С. Горобцов, С.К. Карцов, Р.П. Кушвид // Автомобильная промышленность. 2005. № 4. С. 27–28.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.1

О СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ ФАКТА АВАРИИ АТС

Канд. техн. наук **В.В. КОМАРОВ**,
д-р техн. наук **С.А. ГАРАГАН**
НИИАТ (495. 496.53-83)

Проанализирован опыт решения проблемы автоматической идентификации факта аварии АТС с помощью систем экстренного реагирования; обоснован перечень видов аварий, подлежащих автоматической идентификации, и использования датчиков деформации элементов конструкции АТС.

Ключевые слова: автоматизированные системы экстренного реагирования на аварии автотранспортных средств; виды аварий, подлежащие автоматической идентификации; датчики различных видов аварий; оснащение датчиками аварии транспортных средств различных категорий.

Komarov V.V., Garagan S.A.

METHOD FOR DESIGN OPERABILITY AREA FOR VEHICLE ACCIDENT AUTOMATIC IDENTIFICATION SYSTEMS ABSTRACT

The experience of solving the problem of vehicle accident identification in the automated systems of emergency response to the accident is shown. The list of accidents subject to automatic identification is substantiated. Proposals on the design and use of some sensors, in particular, vehicle element deformation sensors are presented.

Keywords: automated systems of emergency response to accidents of vehicles (emergency call systems), kinds of accidents, subject to automatic identification, sensors of different types of accidents, installation of accident sensors into the vehicles of different categories.

В настоящее время многие производители занимаются разработкой автоматических средств экстренного реагирования на аварии автомобилей. Например, в США разработана система (NG9-1-1), в состав которой входит устройство, предназначенное для вызова аварийных служб и способная выдавать соответствующую информацию через любые проводные и беспроводные коммуникационные устройства, в том числе Интернет [1]; в рамках ЕС создается система eCall [2], предполагающая использование европейской спутниковой навигационной системы "Галилео", в России – система "ЭРА ГЛОНАСС" аналогичного назначения.

В ходе этих проектов проанализированы возможности использования различных средств связи, протоколов взаимодействия, архитектуры системы и т.д. Однако общих подходов к решению некоторых ключевых задач, в значительной степени определяющих эффективность таких систем, пока нет. Так, не определены перечень аварийных ситуаций, на которые следует экстренно реагировать в автоматическом режиме, а также категории АТС, подлежащих оснащению соответствующей аппаратурой. Например, в проекте европейского стандарта, устанавливающего требования к функционированию системы eCall, сказано, что эта система должна обеспечивать реакцию на столь много различных видов аварий, насколько это возможно. Но конкретного перечня их видов он не дает. При этом не оговариваются различия между категориями АТС в части требований к автоматическому определению факта аварии, т.е. для всех категорий эти требования одинаковы.

В варианте, предлагаемом разработчиками отечественной системы "ЭРА ГЛОНАСС", значительно сужен перечень АТС, подлежащих оснащению средствами автоматического реагирования на аварии. Установлено [3], что ме-

ханизм определения момента аварии должен быть разработан только для легковых автомобилей, имеющих полную массу до 1500 кг и выпускаемых на территории Российской Федерации по состоянию на 1.08.2011 г. фирмами "АвтоВАЗ", "Шевроле", "Форд", "Хендэ", "Рено", КИА, "Тойота", "Ниссан", "Дэу", "Фольксваген", "Мицубиси", "Опель", "Шкода", "Мазда", "Сузуки", ФИАТ, БМВ, "Ауди", "Мерседес-Бенц", "Ситроен", "ТагАЗ", "Субару", "Ленд Ровер" и некоторыми другими. То есть исключается возможность оснащения средствами системы "ЭРА ГЛОНАСС" грузовых автомобилей и автобусов; легковых автомобилей полной массой свыше 1500 кг (к ним относятся, в частности, такие массовые модели, как "Лада Приора", "Лада Калина", "Форд Фокус", "Шевроле Лачетти" и др.); легковых автомобилей более ранних выпусков, снятых с производства, но находящихся в эксплуатации; автомобилей, выпускаемых фирмами, не включенными в приведенный выше список (ГАЗ, УАЗ, КамАЗ и др.); автомобилей новых марок, которые поступают на рынок после 1.08.2011 г. Это означает, что возможность автоматического вызова оперативных служб в случае аварии будет обеспечиваться лишь для относительно небольшой доли АТС, а именно – для наиболее легких автомобилей последних лет производства, тогда как самые тяжелые последствия имеют аварии с участием грузовых автомобилей, перевозящих опасные грузы, и автобусов. Отказ же от возможности оснащения указанными средствами автомобилей прошлых лет выпуска, надежность которых в ходе эксплуатации снижается, представляется нерациональным решением. Кроме того, перечень видов аварий, подлежащих автоматическому определению в системе "ЭРА ГЛОНАСС", ограничен: в него включены только фронтальное и боковое столкновения, удар сади, переворот АТС, а также комбинация этих видов ДТП [3].

Такое решение не только нелогично, но и противоречит ГОСТ Р 22.0.05–94 [4]. То есть принципиально важная для создания систем экстренного реагирования на аварии проблема определения рационального перечня их видов, которые должны автоматически идентифицироваться бортовой аппаратурой всех типов АТС (как минимум – категорий М и N), не решается. А ведь это – назревшая необходимость. В связи с чем авторы и предлагают один из вариантов ее решения.

В состав бортового автомобильного навигационно-информационного комплекса (БАНИК), которым должны оснащаться все АТС, обслуживаемые системой экстренного реагирования на аварии, должны, по нашему мнению, входить приемное устройство глобальных спутниковых навигационных систем (ГНСС), вычислительное устройство, устройство связи с внешними абонентами, пользовательский интерфейс и комплекс автоматической идентификации факта аварии (КАИФА). В случае аварии последний выдает в вычислительное устройство сигнал о факте аварии, ее типе и, возможно, данные, характеризующие ее (например, профиль ускорения либо его пиковое значение). Вычислительное устройство формирует сообщение, включающее информацию об аварии, координаты и, возможно, составляющие вектора скорости АТС, а также его идентификационные данные.

Сформированное сообщение через устройство связи передается в центр экстренного реагирования, который

выдает информацию соответствующим службам для принятия необходимых мер.

Кроме того, БАНИК через пользовательский интерфейс обеспечивает и возможность установления голосовой связи между водителем (пассажирами) АТС и оператором центра экстренного реагирования. Причем связь может устанавливаться как автоматически, по факту аварии, так и по инициативе водителя (пассажира).

КАИФА состоит из набора датчиков, обеспечивающих установление факта всех видов аварий, предусмотренных при разработке системы, а также из элементов, преобразующих выходные сигналы датчиков в форму, пригодную для восприятия вычислительным устройством. Таким образом, состав необходимых датчиков определяется перечнем видов аварий, которые должны автоматически идентифицироваться бортовыми средствами. Между тем некоторые разработчики систем экстренного реагирования ориентируются на использование только тех датчиков, которыми оснащаются АТС для ввода в действие средств пассивной безопасности (подушки безопасности, преднатяжители ремней безопасности). И тем самым, очевидно, ограничивают виды аварий только столкновениями и, возможно, опрокидываниями АТС, что противоречит приведенному выше принципу реагирования на как можно более широкий круг видов аварий, которые могут фиксироваться бортовыми средствами в автоматическом режиме. Перечень таких аварий, по мнению авторов, должен включать как минимум девять их видов. Это: соударение при свободном положении АТС; наезд на АТС, имеющее ограниченные возможности движения, другого АТС; падение на АТС тяжелых предметов; потеря продольной либо поперечной устойчивости, в частности, опрокидывание АТС; пожар на АТС; взрыв внутри или на поверхности АТС; затопление АТС; разрыв сочлененного АТС (автобусы и грузовые автомобили с прицепом/полуприцепом, перевозящие опасные грузы); авария опасного груза.

При наезде на АТС, имеющее ограниченные возможности движения, другого АТС, в принципе, возможны два варианта (рис. 1): пострадавшее АТС № 2 находится вблизи либо неподвижного препятствия (рис. 1, а), либо гораздо более тяжелого (рис. 1, б) или малоподвижного АТС (например, транспортное средство на гусеничном ходу), существенно изменения параметров движения которого в результате наезда не происходит.

Необходимость выделения таких аварий в отдельный вид обусловлена следующим.

Если пострадавшее АТС-"жертва" находится в свободном положении, т.е. не имеет ограничений движения в направлении полученного удара, то одна часть энергии соударения расходуется на его деформацию и, возможно, деформацию препятствия (АТС № 2), а вторая – на изменение вектора скорости АТС № 1. В результате оба АТС получают ускорение, которое может быть измерено акселерометром либо датчиком удара. Следовательно, показания этих датчиков могут быть использованы для фиксации факта аварии. Если же пострадавшее АТС № 2 имеет ограниченные возможности движения, то вся энергия, полученная им от АТС № 1, совершившего наезд, расходуется на деформацию АТС № 2. В этом случае акселерометр (датчик удара) может выдать информацию об ускорении (ударе) лишь тогда, когда деформация распространится до места его размещения, а этого может и не произойти. И даже тогда, когда датчик подвергнется ускорению вследствие деформации элемента АТС № 2, на котором он закреплен, величина этого ускорения может быть существенно ниже установленной для фиксации аварии при свободном положении АТС. Следовательно, для идентификации подобных аварий необходимо использовать датчики, обеспечи-

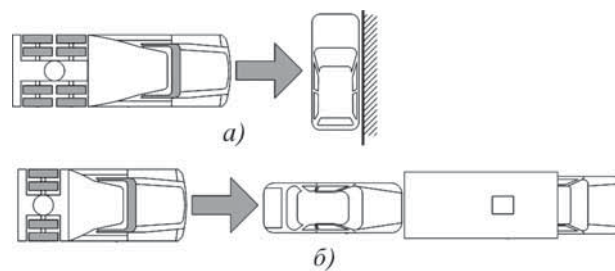


Рис. 1. Возможные схемы наезда на АТС, имеющее ограниченные возможности движения

вающие фиксацию деформации элементов АТС, при которой возникает угроза жизни и здоровью находящихся внутри АТС людей либо аварийной ситуации с опасным грузом.

Один из возможных принципов построения такого датчика деформации показан на рис. 2. Как видим, этот датчик может представлять собой полосу 1 из низкоэластичного полимерного материала, на которой через определенные расстояния формируются зоны 2 пониженной устойчивости к разрушению, т.е. участки, толщина которых существенно меньше толщины остальной части полосы.

В теле полосы размещаются два параллельно расположенных проводника (3 и 4), которые соединены через резисторы 5, установленные на каждом из участков между зонами 2. Окончания проводников с каждой стороны полосы соединяются с измерителями 6 сопротивления цепи.

В случае деформации элемента конструкции АТС, на котором размещен датчик, одна либо несколько зон 2 пониженной устойчивости разрушаются, что ведет к разрыву проводников в этих зонах. Измерение сопротивлений участков цепи, сохранивших связь с омметрами, позволяет оценить протяженность деформированной области элемента конструкции и если она превышает заданный для этого элемента предел, подать сигнал об аварии.

Следует отметить, что такие датчики могут выдавать информацию и при авариях других видов. Например, при потере устойчивости АТС с деформацией кузова (кабины), падении на него тяжелых предметов, аварии опасного груза и т.п. Такая информация позволяет более точно оценить ущерб, нанесенный АТС и находящимся в нем людям, что подтверждает целесообразность оснащения такими датчиками всех категорий АТС.

Второй вид аварии – потеря продольной либо поперечной устойчивости АТС, т.е. отклонение соответственно в продольной или поперечной плоскости от нормального (горизонтального) положения на угол, больший допустимого. Фиксируют такие отклонения с помощью датчиков углов отклонения от нормального положения АТС. Однако при их использовании в БАНИК необходимо предусматривать меры, исключающие срабатывание таких датчиков за счет естественных колебаний движущегося АТС. Одна из таких мер состоит в том, что датчик выдает сигнал об аварии, лишь когда углы отклонения АТС от нормального положения выйдут за допустимые пределы в течение некоторого заданного промежутка времени.

Необходимость включения в число идентифицируемых аварий такого события, как взрыв, обусловлена, во-первых, возможностью перевозки взрывоопасных грузов, которые могут причинить значительный ущерб, и, во-вторых, угрозами терактов либо перевозки взрывоопасных предметов и веществ в нарушение действующих правил. Исходя из этого, возможность идентификации аварий данного вида не-

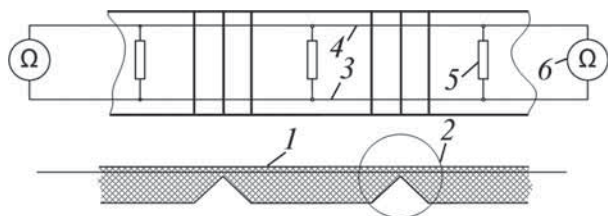


Рис. 2. Возможная конструкция датчика деформации кузова (кабины) АТС

сти, в которой находится жидкость, а также датчики уровня, обнаруживающие утечку; для газов – датчики давления в резервуарах и газоанализаторы вне их; для радиоактивных веществ – датчики радиоактивности и т.д. Причем такими датчиками следует оснащать не только специализированные АТС, предназначенные для перевозки опасных грузов определенного вида, но и универсальные АТС (например, грузовые автомобили), если их используют для перевозки опасного груза того или иного вида.

Учитывая сказанное выше, авторы предлагают (см. таблицу) состав видов аварий, подлежащих автоматической

Вид аварии	Легковые автомобили (категории М ₁)	Автобусы (категории М ₂ , М ₃)	Сочлененные автобусы (категория М ₃)	Грузовые автомобили		
				не перевозящие опасные грузы (категория N)	без прицепа/полуприцепа, перевозящие опасные грузы (категория N)	с прицепом/ полуприцепом, перевозящие опасные грузы (категория N)
Соударение при свободном положении АТС	+	+	+	+	+	+
Наезд на АТС, имеющее ограниченные возможности движения, другого АТС	+	+	+	+	+	+
Падение на АТС тяжелых предметов	+	+	+	+	+	+
Потеря продольной/поперечной устойчивости	+	+	+	+	+	+
Пожар	+	+	+	+	+	+
Взрыв	–	+	+	+	+	+
Затопление	+	+	+	+	+	+
Разрыв состава АТС	–	–	+	–	–	+
Авария опасного груза	–	–	–	–	+	+

обходимо предусматривать для автобусов, а также грузовых АТС.

Затопление возможно как при падении АТС в водоемы с мостов, набережных и т.п., так и при нарушении ледового покрова при движении АТС по льду. Например, по зимним дорогам (зимникам) и ледовым переправам, что является достаточно распространенной практикой во многих северных и восточных регионах России.

Разрыв сочлененных АТС – одно из наиболее опасных по последствиям ДТП: оторвавшая часть, как правило, продолжает беспорядочное движение, с ней сталкиваются другие АТС. При этом в случае автобуса пассажиры, находящиеся в прицепной секции, попадают в критическое положение. Не избегают травм и те, кто был в основной секции вблизи узла сочленения. Отрыв же прицепа/полуприцепа от автомобиля при перевозке опасных грузов сам по себе не ведет к нанесению ущерба здоровью людей, однако является предпосылкой к возможной серьезной массовой аварии, в связи с чем передача информации о такой ситуации в систему экстренного реагирования становится крайне необходимой. Один из возможных способов идентификации разрыва состава – контроль наличия электрической связи между тягачом (основной секцией автобуса) и прицепом (полуприцепом, прицепной секцией).

Фиксация аварии опасного груза должна осуществляться датчиками, соответствующими характеристикам груза. Для жидкостей это могут быть датчики деформации емко-

идентификации на различных категориях АТС. Эти данные, очевидно, могут быть использованы в качестве основы для разработки функциональных требований к комплексам автоматической идентификации факта аварии АТС.

Литература

1. Next Generation 9-1-1 (NG9-1-1) Initiative. Final System Design Document. US Department of Transportation. Washington, D.C. February 2009. Version 2.0.
2. Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. Bringing eCall back on track – Action Plan (3rd safety Ccommunication). Brussels, 23.11.2006. COM (2006) 723 final.
3. Техническое задание на выполнение работ по СЧ ОКР проекта "ЭРА-ГЛОНАСС": "Разработка требований к механизму определения момента аварии для конфигурации дополнительного оборудования и рекомендованного алгоритма определения момента аварии; проведение компьютерного моделирования для подтверждения разработанных требований и алгоритмов; проекта программы и методики сертификационных испытаний автомобильного терминала "ЭРА-ГЛОНАСС" в части определения момента аварии для конфигурации дополнительного оборудования". М.: ОАО "Навигационно-информационные системы", 2011.
4. ГОСТ Р 22.0.05–94. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Техногенные чрезвычайные ситуации. Термины и определения.

КЛИЕНТООРИЕНТИРОВАННОСТЬ КАК ОДНО ИЗ НАПРАВЛЕНИЙ СОЗДАНИЯ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОГО СЕРВИСА

Д.Ю. ШАКИРОВА

ИНЭКА (+7.926. 821-53-68)

Рассмотрены проблемы конкурентоспособности сервисных предприятий. Выявлена необходимость развития системы фирменного сервиса, идеология которого гарантирует качество услуг как по работе с клиентами, так и по обеспечению высокого уровня выполнения услуг по поддержанию их автомобилей в работоспособном состоянии.

Ключевые слова: клиентоориентированность, сервис, организация обслуживания, персонал, эффективность, лояльность, удовлетворение потребностей.

Shakirova D.Yu.

CUSTOMER ORIENTATION AS ONE OF DIRECTIONS OF COMPETITIVE SERVICE SET UP

Problems of service enterprise competitiveness are taken a close look in the article. The necessity of company service development has been shown. Its ideology guarantees service quality while contacting with customers and also providing high-quality maintenance service for good performance of customer vehicles.

Keywords: customer orientation, service, service set-up, service staff, efficiency, loyalty, satisfaction of needs.

Конкуренция на рынке сервисных услуг вынуждает искать новые формы повышения эффективности функционирования системы фирменного сервиса. И в этой связи для руководителей многих фирм становится очевидным, что клиентоориентированность не столько дань моде, сколько основное направление создания конкурентных преимуществ. Другими словами, они понимают, что формула "4P", выведенная Котлером [1], и стратегия продвижения на рынке товаров и услуг [MM (marketing mix) = продукт (product) + цена (price) + место (place) + продвижение (promotion)] должна быть дополнена еще одним элементом, еще одним "P" — людьми (people). И такую формулу маркетинга "5P" применяют с середины 1950-х гг. успешные фирмы, обучая своих работников пониманию философии и навыкам ориентации на клиента. Например, автор бестселлера "Сервис, ориентированный на бренд" [2] Дж. Барлоу считает, что лояльными клиентов делает не реклама, а обслуживающий персонал: именно он способен выполнить обещания бренда либо похоронить фирму навсегда.

Действительно, нет и не может быть единого стандарта предоставления сервиса. Он по своей природе индивидуален, из-за чего внимание работника надо сосредоточивать не на инструкциях, а на эффекте, который мы хотим произвести на клиентов. Для этого нужен персонал, к которому относятся по-человечески, который уважают за его знания. Когда теряется гуманность, теряется и сервис.

Сервис — не наука, а магия. Он не поддается тренировке, так как предполагает совершенно непредсказуемые ситуации. Тот же Барлоу считает, что обучение — комплексное воздействие на персонал. Автор использует понятие "лагерь брендов", определяя его как комплекс мотивационных, информационных и образовательных впечатлений, которые организация вызывает у сотрудников, чтобы вовлечь их в пространство своего бренда, научить доставлять бренд покупателю. Услуга — это бренд в действии, а выполнение услуг персоналом намного

труднее имитировать, чем копировать предложение услуг. Поскольку бренды-клоны могут наживаться на отличительных признаках брендового продукта, имитируя их, сервисные бренды должны иметь серьезные отличия в своих рекламных обещаниях. Это называется брендингом услуг.

Клиент ждет от сервисной фирмы, что его заявка будет выполнена быстро и качественно. Значит, чтобы удовлетворить его запросы, фирма должна ориентироваться на то, что работа с первого раза будет выполнена правильно и иметь план действий для тех случаев, когда что-то идет неправильно. Причем здесь так же, как и при организации работы производственного предприятия важен системный подход и в первую очередь это касается именно работы с клиентами, где нужна не просто вежливость и готовность прийти на помощь, а способность обслужить клиента так, чтобы он ушел удовлетворенным. Ведь любезное обращение с людьми — только 20 % хорошего сервиса, остальные же 80 % — такие технологии и организация работ, которые позволяют сделать работу хорошо с первого раза. Никакие улыбки не помогут, если продукт или услуга не устраивает клиента. Только грамотно организованный процесс обслуживания позволяет каждый раз давать клиенту именно то, что ему необходимо [3].

При организации систем фирменного сервиса следует учитывать, что принцип "продал и забыл" в России уже не действует. Отечественному потребителю крайне важна возможность быстро и без проблем произвести ремонт и обслуживание купленного товара, в особенности такого высокотехнологичного и наукоемкого, как автомобиль. То есть в сознании российского покупателя развитый сервис прочно ассоциируется с понятием "надежность". При этом специфика нашей страны создает определенные сложности и требует значительных затрат от производителей при создании и организации функционирования сервисных служб. В частности, проблемы в решении логистических задач, вызванные

огромными расстояниями, сравнительно неразвитой связью и недостатками транспортного сообщения, не позволяют ограничиться единым сервисным центром, как это принято в Европе. Кроме того, уровень технической грамотности клиентов и партнеров зачастую оставляет желать лучшего. Например, статистика свидетельствует: не более 20 % случаев сбоев и поломок вызвано непосредственно дефектами самого изделия, а 80 % — ошибками в обслуживании или эксплуатации. И здесь, по мнению Р. Пименова, руководителя сервисной службы ЗАО "Данфосс", существует [4] три пути: фирма-производитель может опираться на собственную сервисную службу, использовать аутсорсинг или двухуровневую структуру.

В первом случае все вопросы, связанные с гарантийным и послегарантийным обслуживанием изделий, решают, по существу, подразделения предприятия-изготовителя. Однако для создания таких подразделений нужны значительные инвестиции. Кроме того, придется содержать штат квалифицированных специалистов и складское хозяйство с необходимым и постоянно пополняющимся резервом запасных частей. В связи с чем по такому пути могут идти только крупные автомобилестроительные корпорации.

При аутсорсинге организация сетей обслуживания клиентов полностью возлагается на специализированную фирму — сервисного провайдера, который создает и развивает сети региональных сервис-центров. Этот способ удобен тем, что производитель разом избавляется от всех забот по созданию материальной базы, складских площадей, набора штата сотрудников и т.п. К сожалению, пока в России этот путь развит слабо, так как фирм, для которых сервис является основным видом деятельности, немного. Но такой путь был бы приемлем для автомобильной спецтехники, строительной-дорожных машин, т.е. для такой техники, которая отличается сложностью, но не является массовой.

Наиболее популярный сейчас путь — создание двухуровневой структуры. Она состоит из головного сервисного подразделения фирмы-производителя и сети сервисных партнеров, с которыми заключаются договоры на ремонт и обслуживание продаваемой техники. В этом случае головное предприятие осуществляет общую координацию и контроль авторизованных представителей. Также он нередко берет на себя функции обучения персонала, экспертизы спорных гарантийных случаев и некоторых других вопросов. Непосредственно работу с клиентами в регионах проводят авторизованные сервисные центры (АСЦ).

Выбор сервисного партнера обычно обусловлен рекомендациями региональных представителей. К сервис-партнерам предъявляют самые жесткие требования как по профессиональному уровню, так и по организации взаимодействия с клиентами. Одно из обязательных условий — наличие на складе самых востребованных запасных частей. Также сервисным партнерам необходимо иметь набор специального диагностического оборудования. Качество работы партнера постоянно контролируют инженеры головного сервисного центра.

Согласно договору, специалисты сервис-центра обязаны в течение 24 ч отреагировать на заявку клиента и не позднее чем через пять дней отослать отчет о проделанной работе в центральный офис.

Организация сети авторизованных сервис-партнеров выгодна прежде всего самим производителям: по данным американских исследователей, средства, вложенные в производство запасных частей и организацию технического обслуживания, могут обеспечить вдвое большую прибыль, чем сами продажи.

Производители стимулируют интерес к сотрудничеству у сервис-партнеров разными способами. Это аренда или лизинг диагностического и ремонтного оборудования, организация складов запасных частей и налаживание эффективной логистики. В итоге все траты окупаются за счет увеличения продаж. Нередко договоры на сервис заключаются с дистрибьюторами или региональными дилерами.

Однако производителям, заботящимся о позитивном имидже, приходится быть весьма разборчивыми в выборе сервисных партнеров. Многие слышаны или даже на личном опыте сталкиваются с недобросовестными продавцами, которые любую поломку автоматически считают "негарантийным случаем", возникшим по вине потребителя. Но даже один такой инцидент бросает тень на репутацию не только продавца, но и производителя товара. Вот почему для производителя крайне важно наладить постоянный контроль работы за своими сервис-партнерами.

Как уже упоминалось, значительная часть отказов высокотехнологичных продуктов происходит вследствие неправильного обслуживания или эксплуатации. Вот почему работа сервисных центров с клиентом должна начинаться задолго до того момента, когда проданная техника потребует ремонта, т.е. до наступления гарантийного случая. Клиент должен помнить, что отказ легче предупредить, чем ликвидировать его последствия. Из-за чего сегодня невозможно успешно работать на рынке без оказания различных дополнительных услуг, в том числе обширной информационно-технической поддержки. Часто речь идет не просто о сервисе, но и о консалтинге, в особенности это касается новых моделей и модификаций техники. Естественно, такое расширение полномочий сулит сервисным центрам немалые расходы на обучение персонала, создание служб по работе с клиентами, информационную поддержку и т.д. Однако, по мнению экспертов, в России подобные инвестиции не только многократно окупаются, но и крайне позитивно влияют на имидж производителя. В настоящее время покупатель отдает предпочтение тем производителям, которые не ограничиваются гарантийными обязательствами, а обеспечивают наиболее полную сервисную поддержку своей продукции. Потому что уже при планировании покупки у потребителя возникают закономерные вопросы: что делать, если произойдет отказ приобретенной техники? Во сколько обойдется ее гарантийное обслуживание и сколько времени оно

займет? Причем эти вопросы особенно волнуют владельцев грузовой автомобильной техники, для которых каждый день внепланового простоя грозит значительными убытками.

Поэтому при проектировании системы сервиса и планировании ее структуры управления следует предусмотреть возможность организации эффективной обратной связи, инструментом которой служат средства сбора и анализа обращений клиентов. Не случайно авторы работы [5] указывают, что "жалобы клиентов сообщают организации, как совершенствовать сервис и товары, а следовательно, помогают сохранять бизнес". А представитель IBM Д. Дейвис сказал по этому поводу: "Самый хитроумный трюк в торговле — умение установить постоянный канал связи, идущий от мозгов потребителя к уху продавца. Когда вы в курсе желаний клиентов и делаете то, что они хотят, то, что им нравится и вдохновляет их, значит, вы смотрите их глазами и можете быть на шаг впереди конкурентов!".

Жалобы, поступающие от клиентов непосредственно в организацию, представляют наиболее эффективным и самым дешевым способом получения информации об оценке клиентами товаров и услуг. Но есть и другие, более дорогостоящие и менее прямые способы коммуникации с клиентами, например, изучение претензий потребителей в параллельных отраслях; проведение скрытых, с привлечением "секретных" покупателей, опросов, анализ потребностей клиентов и т.п. Но они доступны в основном крупным фирмам. Небольшие же должны рассчитывать на то, что клиенты сами сообщат им свое мнение о приобретенных товарах или услугах.

Конечно, в большинстве случаев клиенты не расположены генерировать для фирм новые идеи. Но обратная связь с клиентами помогает лучше приспособить концепцию продукта для конкретной группы людей. Более того, бизнес может так никогда и не понять потребностей клиента, пока какой-то вид продукта или услуги не окажется неудачным. Так что вместо того, чтобы пытаться уменьшить число жалоб, фирмам нужно поощрять своих сотрудников их выявлять: ведь именно они определяют, чего хочет клиент. Вот характерный пример. Во время посещения завода "Тойота" группой американских автопромышленников при обсуждении программы качества по Демингу директор завода сказал гостям: "Ваши сложности происходят от того, что вы, американцы, считаете жалобы проблемой. Мы же только приветствуем их. Вы хотите установить систему, при которой не было бы жалоб. Мы же стараемся получать их как можно больше. Как еще вы узнаете, что думают ваши потребители?".

Неэффективные попытки вернуть доверие клиентов в сочетании с неправильной политикой в отношении жалоб запускают цепную реакцию негативных последствий, которые приводят к снижению качества сервиса и продукции, а следовательно, создают для фирмы рискованное положение на рынке.

Реализация принципа обратной связи направлена на то, чтобы повысить эффективность сервиса за счет анализа информации о недостатках как продукции, так и услуг, выработки стратегии непрерывных улучшений и реализации ее с помощью системы контролируемых мероприятий. Создатели эффективных производственных систем считают, что предотвращение любых возможных отклонений — наиболее эффективный способ улучшения качества сервиса.

Для примера можно привести систему управления запасами: если при организации обслуживания на складе нет того, что нужно клиенту, значит, ваш сервис нельзя считать хорошим. Чтобы такой проблемы избежать, поставщики сервисной фирмы должны владеть информацией о продажах, а это можно сделать только с помощью детально продуманных технологий и автоматизации всех возможных процессов.

Еще один пример — организация сервиса отечественных автомобилей. Большинство из них имеют 17-значный VIN-код. И есть шанс, что если вам надо переписать 100 таких номеров в день, вы ошибетесь как минимум в одном. Таким образом, у нас 1700 шансов сделать ошибку (17 знаков, умноженные на 100 машин), и даже если вы работаете с точностью 99,9 %, вы будете совершать 2 ошибки на 100 машин.

В заключение — коротко об основных принципах построения эффективной системы сервиса.

Разрабатывая свои системы, необходимо, во-первых, проанализировать, что может пойти неправильно на каждом этапе предоставления товаров или услуг, т.е. рассмотреть все возможности для ошибок или отклонений, после чего разрабатываются способы их предотвращения; во-вторых, выяснить, что может быть автоматизировано, при этом стараться использовать компьютеры, где только возможно, так как они не только увеличивают скорость любого действия, но и уменьшают вероятность ошибок из-за "человеческого фактора"; в-третьих, при работе с поставщиками следует выбрать того из них, который гарантирует качество продукции. Это необходимо, если вы хотите оказывать хорошие услуги.

Литература

1. Котлер Ф., Триас де Бес Ф. Латеральный маркетинг. Технология поиска революционных идей. М.: Изд-во: Альпина Паблишер, 2010. 208 с.
2. Барлоу Дж., Стюарт П. Сервис, ориентированный на бренд. Новое конкурентное преимущество. Branded Customer Service: The New Competitive Edge. Изд-во Олимп-Бизнес. 2007. 288 с.
3. Системы, а не улыбки. <http://truck.edma.com.ua/kbase/c22/id1274>.
4. Пименов Р. Искусство сервиса: опыт крупных компаний. "Данфосс" URL:<http://truck.edma.com.ua/kbase/c22/id1276>.
5. Барлоу Дж., Меллер К. Жалоба как подарок. Обратная связь с клиентом — инструмент маркетинговой стратегии. A Complaint is a Gift: Using Customer Feedback As a Strategic Tool. Изд-во: Олимп-Бизнес, 2010. 288 с.

МОЛЕКУЛЯРНЫЕ МОДИФИКАТОРЫ МОТОРНОГО ТОПЛИВА И РЕСУРС ДВС

Канд. техн. наук **В.Г. МУРАМОВИЧ, П.Ф. АНИСИМОВ, С.В. ТУЕВ**

Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко РАН, ООО "НПО ММТ", Санкт-Петербург (812. 347–11–90)

Приводятся результаты ресурсных испытаний бензиновых двигателей, на которых применялась технология молекулярной модификации топлива. Показаны экономический и экологический эффекты от применения этой технологии в начале и конце 80-часового цикла испытаний.

Ключевые слова: молекулярная модификация моторного топлива, октановое число, дефектация деталей ДВС, ресурс ДВС.

Myramovich V.G., Anisimov P.F., Tuev S.V.

MOLECULAR MODIFIERS OF MOTOR FUEL AND RESOURCE OF ENGINE

Resourced tests of petrol engines on which the technology of molecular updating of fuel (MMT) was applied are resulted. Economic and ecological effects from application of this technology in the beginning and the end 80 hour cycles of tests are shown.

Keywords: molecular updating of motor fuel, octaned number, fault detection of details engine, resource engine.

Обществом с ограниченной ответственностью "НПО "ММТ" совместно с Институтом проблем транспорта Российской академии наук разработано и внедряется устройство молекулярной модификации моторного топлива (ММТ), позволяющее с ничтожно малыми затратами электрической энергии изменять его фракционный состав, что существенно улучшает экономические и экологические характеристики ДВС. Однако до сих пор оставался открытым вопрос о влиянии молекулярно-модифицированного моторного топлива на ресурс ДВС. Поэтому авторы решили восполнить этот пробел и провели длительные (ресурсные) стендовые испытания одного из самых массовых отечественных ДВС – впрыскового ВАЗ-2111. И цель была простой: установить, влияет ли устройство молекулярной модификации топлива на мощностные, экономические, экологические и ресурсные показатели этого двигателя, а если влияет, то в какой мере. Кроме того, в их ходе исследовалось изменение склонности топлив к образованию загрязнений двигателя при установке этого устройства.

Ресурсные испытания, как того требует ГОСТ 14846–81, включали девять этапов. Первый: разборка, дефектирование, очистка рабочих поверхностей двух двигателей (контрольного и экспериментального, работающего совместно с устройством), точное взвешивание контрольных деталей (поршневых колец, вкладышей подшипников, впу-

скных и выпускных клапанов, свечей зажигания); второй: установка двигателей на стенды, монтаж комплекса измерительной аппаратуры; третий: снятие базовых характеристик каждого из двигателей при его работе на нагрузочных характеристиках при частоте вращения коленчатого вала 2000 и 3000 мин⁻¹; четвертый: монтаж на экспериментальный двигатель устройства ММТ, закольцовка топливной магистрали на расходный бак через трубопровод обратного слива; пятый: снятие контрольных характеристик двигателя при работе на нагрузочных характеристиках при той же частоте вращения коленчатого вала; шестой: параллельная наработка экспериментального и контрольного двигателей на идентичных режимах в течение 80 мото-ч; седьмой: отбор проб бензина из расходного бака стенда, на котором проводятся испытания устройства ММТ, определение октанового числа базового бензина и бензина, прошедшего обработку устройством ММТ; восьмой: снятие итоговых характеристик двигателя при совместной работе с устройством ММТ при работе на нагрузочных характеристиках при 2000 и 3000 мин⁻¹; девятый: разборка двигателей, дефектирование, визуальный анализ степени загрязненности, взвешивание контрольных деталей.

Результаты испытаний затем были сведены в таблицы, отображены на рисунках и проанализированы.

Так, усредненные итоговые эффекты, полученные при использовании устройства ММТ, приведены в табл. 1, из которой следует, что по мере наработки двигателя эффект устройства ММТ несколько увеличивается. В частности, расход топлива после 80-часового цикла, по сравнению с началом испытаний, снизился на 2 %, а мощность двигателя выросла на 2 %. Этот факт можно объяснить увеличением степени активации топлива при замыкании топливной системы через трубопровод обратного слива топлива.

Оценка влияния устройства ММТ на октановое число топлива показала, что у базового бензина АИ-95 оно равно 93,2 ед., а у модифицированного –

Таблица 1

Время изменений	Усредненные эффекты, % относительно базы				
	расход топлива	CO	CH	NO _x	мощность
Начало испытаний	-6,03	-7,97	-10,85	+4,02	+0,4
После 80-часового цикла	-8,11	-11,57	-15,70	+7,61	+2,03

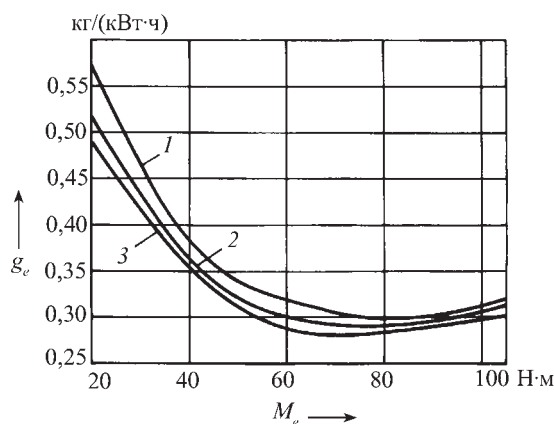


Рис. 1. Зависимость удельного расхода топлива двигателя ВАЗ-2111 от нагрузки:

1 – базовый вариант; 2 – в начале испытаний при наличии устройства ММТ; 3 – после 80-часового цикла испытаний при наличии устройства ММТ

Таблица 2

Суммарные массы деталей ДВС, г	Контроль-ный ДВС	ДВС с ММТ
Коренные вкладыши шейки вала в блоке	0,026	0,022
Коренные вкладыши шейки вала в крышке	0,034	0,032
Шатунные вкладыши в блоке	0,057	0,052
Шатунные вкладыши в крышке	0,049	0,046
Поршневые кольца	0,0165	0,0155
Впускные клапаны	0,421	0,149
Выпускные клапаны	0,0155	0,01175
Свечи зажигания	0,05175	0,039

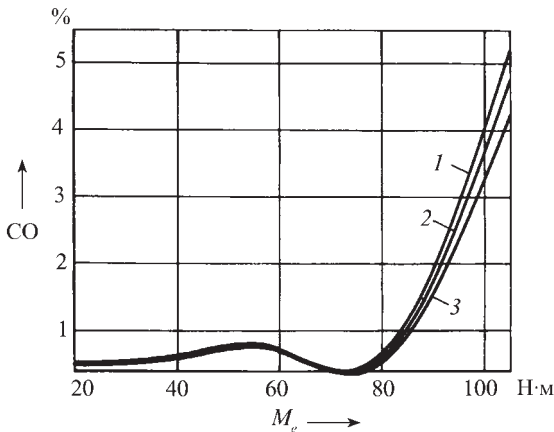


Рис. 2. Зависимость содержания монооксида углерода в отработавших газах двигателя VAZ-2111 от нагрузки:

1 — базовый вариант; 2 — в начале испытаний при наличии устройства ММТ; 3 — после 80-часового цикла испытаний при наличии устройства ММТ



а)



б)

92,3. То есть топливо, находящееся в расходном баке экспериментальной установки, имеет заметно меньшее октановое число, чем его базовый образец, что свидетельствует об определенной потере его стабильности, очевидно, вызванной физико-химическими его преобразованиями, активированными устройством ММТ.

В конце 80-часового цикла заметно улучшились топливная экономичность (рис. 1) двигателя и его экологические характеристики (рис. 2, 3).

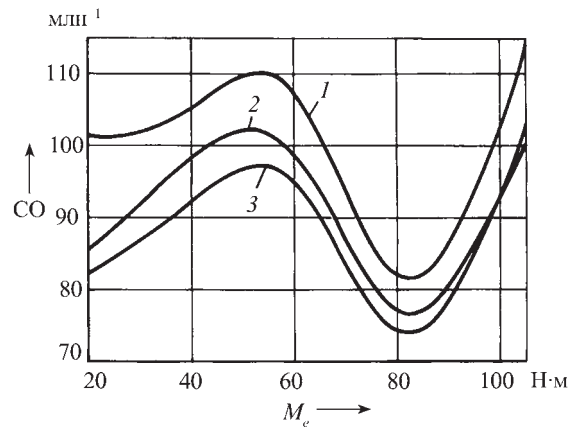


Рис. 3. Зависимость содержания несгоревших углеводородов в отработавших газах двигателя VAZ-2111 от нагрузки:

1 — базовый вариант; 2 — в начале испытаний при наличии устройства ММТ; 3 — после 80-часового цикла испытаний при наличии устройства ММТ

Результаты весового анализа контрольных деталей до и после длительных испытаний сведены в табл. 2. Как из нее видно, изменение массы подконтрольных деталей двигателей говорит о том, что скорости износа основных сопряжений трения при использовании устройств ММТ несколько снижаются.

Весовой анализ показал также, что существенно уменьшается и темп образования отложений в камере сгорания, на клапанах и свечах зажигания (рис. 4).

После испытаний двигатели были демонтированы со стенов, разобраны, продефектованы. По результатам визуального анализа существенных дефектов, нарушающих работоспособность двигателей, выявлено не было.

Таким образом, применение устройства ММТ на

Рис. 4. Внешний вид свечей зажигания двигателя VAZ-2111 после 80-часового цикла испытаний при отсутствии (а) и наличии (б) устройства ММТ

бензиновых ДВС не влечет за собой снижение их ресурса. И хотя длительные (ресурсные) испытания дизелей авторы не проводили, однако по результатам испытаний дизеля ЯМЗ-238 на экономические и экологические показатели тоже было отмечено: его удельный расход топлива снизился на 6 %, а дымность отработавших газов — на 25 %, из чего можно сделать вывод о том, что устройство ММТ и на дизелях применять выгодно: оно улучшит их работу и не приведет к уменьшению ресурса.



УДК 537.534, 620.179.112 (075.8)

МОЛЕКУЛЯРНО-КИНЕТИЧЕСКИЙ ПЕРЕНОС УГЛЕРОДА В ПОВЕРХНОСТНЫЕ СЛОИ ДЕТАЛИ ПРИ УЛЬТРАЗВУКОВОМ ВЫГЛАЖИВАНИИ

А.С. НОСКОВ, д-р техн. наук А.В. КОРОЛЕВ
Саратовский ГТУ (8.452. 99-86-30)

Приведена концептуальная модель термомоноса углерода в процессе финишной обработки ультразвуковым выглаживанием и его влияние на формирование физико-механических свойств поверхностного слоя деталей.

Ключевые слова: ультразвуковое выглаживание, поверхностно-упрочняющая обработка, суперфинишная обработка.

Noskov A.S., Koroliov A.V.

MOLECULAR-KINETIC TRANSPORT OF CARBON IN THE SURFACE LAYERS OF PARTS IN ULTRASONIC BURNISHING

Conceptual model of carbon thermotransportation by finishing ultrasonic process of smooth on the forming of physics-mechanical properties of superficial layer of details.

Keywords: ultrasonic processing, strengthening process, superfinish processing.

Применение современных машин и механизмов, работающих со значительными нагрузками, требует от конструкторов и технологов решения проблем повышения срока службы их деталей, узлов и агрегатов. И здесь одним из основных факторов является качество поверхностного слоя трущихся поверхностей: оно в основном и определяет долговечность машин и механизмов. Но как бы тщательно не были обработаны такие поверхности общепринятыми способами, на них всегда остаются остаточные микро- и макронапряжения, микротрещины и прочие дефекты. Поэтому и приходится применять дополнительные методы по их "улучшению" — термообработку, шлифование, хонингование и т.п. Однако и эти методы не лишены недостатков. Например, при шлифовании в порах металла остаются зерна абразива; термическая обработка требует затрат энергии, труда и времени, а также строгого соблюдения условий данного процесса.

Можно ли избежать этих недостатков? Да, можно, если применить метод ультразвукового выглаживания, суть которого заключается в следующем: шарик (из твердосплавных материалов или искусственных алмазов, реже из электрокорунда при строгом соблюдении режимов обработки) диаметром d , который совершает колебательные движения, сообщает начальную скорость v_0 . Ударяясь об обрабатываемую поверхность, шарик (выглаживатель) проникает в нее на некоторую глубину $\Delta_{сж}$, подвергая поверхность кратковременному воздействию сжимающей силы $F_{сж}$ [1]. При каждом ударе шарик совершает работу A , величину которой дает формула № 1 (см. таблицу). Общая совершенная им работа за единицу времени t зависит еще, очевидно, и от частоты f его колебаний, т.е. числа соударений за единицу времени, и общей продолжительности t таких соударений.

Данный процесс иллюстрирует рис. 1: выглаживатель, прижатый к обрабатываемой поверхности с силой P_y , внедряется в нее на небольшую глубину и при своем движении сглаживает исходные неровности. Причем на первой половине его хода сила $F_{сж}$ сжимает поверхность детали, а на второй — она уменьшается. И так как деталь вращается и выглаживатель перемещается относительно детали, то

инструмент повторяет свое воздействие уже на новом участке поверхности. В итоге общая (суммарная) работа ΣA представляет собой сумму работ на этих двух участках, т.е. сумму ΣA_1 и ΣA_2 , подсчитываемых соответственно, по формулам № 2 и 3.

Чтобы повысить качество обработки деталей из конструкционных сталей, авторы дополнили стандартное оборудование для ультразвуковой обработки системой смазывания их поверхности смесью, состоящей из графита и машинного масла (рис. 2). Что позволило насыщать обрабатываемую поверхность углеродом и, как результат, обеспечить более высокую стабильность формируемых в процессе обработки нанокристаллических структур с зернами 5–10 нм. Потому что одновременно с процессом ультразвукового выглаживания фактически идет процесс цементации поверхностных слоев материала обрабатываемых деталей, а следовательно, существенно повышаются их твердость и прочность. Причем процесс идет, во-первых, вне газовой печи и, во-вторых, одновременно с цементацией, что существенно увеличивает производительность обработки поверхностного слоя. И это стало возможным потому, что работа, совершаемая выглаживателем в точке его контакта с деталью, дает локальный разогрев металла до 970–1470 К (600–1200 °С). Причем и температурой, значит, и степенью упрочнения поверхностного слоя детали можно управлять. Для этого достаточно изменить статическое усилие $F_{сж}$ величиной хода инструмента и временем обработки. Правда, здесь есть несколько тонкостей. Если величина $F_{сж}$ недостаточна, то она не обеспечивает требуемых деформаций поверхностного слоя и температуры, т.е. возможность возникновения термомоноса углерода. С другой стороны, увеличивая $F_{сж}$, улучшать параметры микрорельефа обрабатываемой поверхности можно лишь до определенного предела: если это усилие чрезмерно, то происходит не сглаживание, а, наоборот, образование новой шероховатости. Более того, поверхностный слой может даже разрушиться (перенаклеп).

И это закономерно. Молекулярно-кинетическая теория связывает явление переноса с тепловым хаотическим движением частиц среды, выделившейся при совершении работы шариком в процессе удара о поверхность детали. Молекулы углерода, переходящие из одного слоя в другой, переносят с собой большую скорость направленного движения, которая поддерживается на всей глубине проникновения ультразвуковых колебаний в материале заготовки, что обуславливает сравнительно глубокое проникновение углерода в поверхностные слои. Такой эффект макроско-

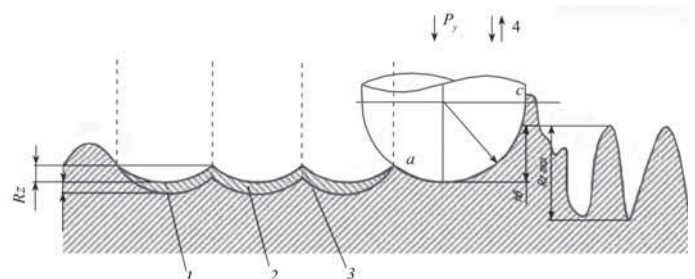


Рис. 1. Схема ультразвукового выглаживания поверхности деталей:

1 — профиль следа выглаживателя; 2 — упругое восстановление поверхности; 3 — пластическое деформирование профиля; 4 — направленные движения выглаживателя

№ формулы	Формула	Примечания
1	$A = F_{\text{сж}} \Delta_{\text{сж}}$	$\Delta_{\text{сж}}$ – глубина проникновения шарика в металл
2	$\sum A_1 = \frac{1}{2 F_{\text{сж}} \Delta_{\text{сж}} f t}$	t – продолжительность соударений
3	$\sum A_2 = -\frac{F_y v_{0x}}{2 \Delta t}$	F_y – средняя сила удара шарика об обрабатываемую поверхность; v_{0x} – первоначальная скорость его движения; Δ – глубина проникновения шарика в металл; f – частота колебаний
4	$\langle v_D \rangle = \frac{d}{\tau}$	τ – время "оседлой" жизни атома
5	$J = \int_S (j, dS) = \int_S j_n dS$	S – площадь, через которую идет поток
6	$j_D = -D \text{grad} C$	D – коэффициент диффузии данного компонента в рассматриваемой среде; grad – направленные "поле" (возникающая сила), которая затухает по мере удаления в глубь детали от пятна контакта; C – концентрация диффузирующего вещества
7	$j_D = -D \left(e_x \frac{\partial C}{\partial x} + e_y \frac{\partial C}{\partial y} + e_z \frac{\partial C}{\partial z} \right)$	–
8	$j_D^x(x, t) = -D \frac{\partial C(x, t)}{\partial x}$	–
9	$\frac{dc}{dt} = \frac{d}{dx} \left(D \frac{dc}{dx} \right)$	–
10	$D(T) = D_0 \exp \left(-\frac{Q}{RT} \right)$	D_0 – предэкспоненциальный (частотный) множитель; Q – энергия активации; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура
11	$\Delta J_D^x = -D \frac{\partial C}{\partial x} \Delta S \Delta t$ $\Delta J_D^x = -k \frac{\partial C}{\partial x} \Delta S \Delta t$	k – коэффициент теплопроводности среды; ΔS – площадь поверхности, перпендикулярной потоку, через которую переносится вещество и энергия

пически проявляется в своеобразном трении между соседними слоями металла, движущимися с неодинаковыми скоростями. Что и объясняет выкрашивание металла при перенаклепе.

Данные процессы наиболее ярко выражены в твердых телах. В простейшей форме они проявляются в совершенных кристаллах, где элементарным актом диффузии является перескок (на межатомное расстояние d) диффундирующего атома из одного положения устойчивого равновесия в соседнее. Отсюда средняя скорость v_D диффузионного перемещения атомов может быть подсчитана по формуле № 4, из которой следует: диффузия будет тем более быстрой, чем чаще атом перескакивает через барьер, т.е. чем меньше время τ его оседлой жизни.

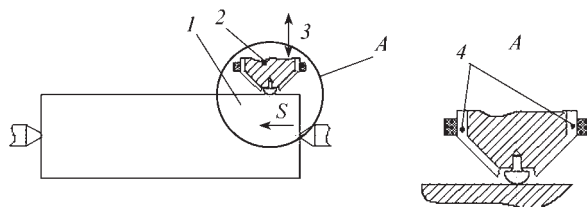


Рис. 2. Схема процесса ультразвуковой обработки поверхности детали, использующая метод насыщения углеродом:

1 – заготовка; 2 – выглаживатель; 3 – направления движения выглаживателя; 4 – система (трубочек) подачи смеси графита с маслом

Основная часть тепловой энергии, выделяемой при соударении, поглощается деталью, меньшая – выглаживателем. В результате между ними создается разность (градиент) температур. Она и служит движущей силой процесса переноса углерода. При этом роль основных физических характеристик явления переноса играют характеристика векторная (локальная) – плотность j потока и характеристика скалярная (интегральная) – поток J , связь между которыми дает формула № 5.

И еще одно. Концентрации углерода в детали и смазке, которая в основном состоит из углерода, на практике распределяется неодинаково. То есть градиент этих концентраций не равен нулю. Значит, между смазкой и металлом неизбежен и поток углерода (его вектор j_D можно подсчитать по формуле № 6). В то же время во внешнем источнике углерода (смазке) его концентрация, наоборот, однородная. Значит, диффузионный поток вещества в зоне "смазка – поверхность" детали еще более усиливается. (Его в общем случае можно описать формулой № 7.) Однако в рассматриваемом случае вещество (графит), очевидно, распространяется только в одну сторону (по оси X). Поэтому из формулы № 7 можно вывести формулу № 8, которая представляет собой одномерную запись первого закона Фика, характеризующего поток веществ, направленный в сторону уменьшения градиента концентрации. При этом входящий в нее параметр $\left(-D = J_D^x / \frac{dc}{dx} \right)$ называют коэффициентом диффузии. Если же концентрация вещества в рас-

смазке, по всему пробелу, изменяется еще и во времени, то действует второй закон Фика (формула № 9).

Коэффициент диффузии — параметр, характеризующий ее скорость. Для металлов он изменяется по экспоненциальному закону (формула № 10). Причем параметры D_0 и Q связаны с физико-химическими свойствами металла и диффундирующих частиц (графита). И в случае одномерной диффузии теплопроводности интегральный поток ΔJ_D^x за время Δt вычисляется по одной из формул № 11.

Конечно, в процессе работы количество смазки и углерода в ней, естественно, не остается постоянным. Следовательно, будет изменяться и форма диффузионного потока углерода в поверхностный слой заготовки. Излишки диф-

фузирующего вещества из смазки к заготовке остаются на ее поверхности в виде свободного графита, связанного маслом.

Литература

1. Виноградов А.Н. Комплексная модель термомеханического переноса углерода в процессе финишной обработки шаров на шаро- доводочном оборудовании. Вестник СГТУ. 2007. № 3. Выпуск 1. С. 52–61.
2. Курс физики: учебник для вузов: В 2 т. Т. 2. 2-е изд. /Под ред. В.Н. Лозовского. — СПб.: Издательство "Лань", 2001. — 592 с. Спец. литература.
3. Нерубай М.С. Физико-механические методы обработки / М.С. Нерубай. Куйбышев: КуАИ, 1979. — 92 с.

УДК 621.785.5 ВОССТАНОВЛЕНИЕ И УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ

Д-р техн. наук **Г.В. МОСКВИТИН**, канд. техн. наук
В.Е. АРХИПОВ, **М.С. ПУГАЧЕВ**, **Н.В. ШИРОКОВА**
ИМАШ РАН (499. 135-77-90)

Получено упрочнение стали 40X корундом на глубину до 2×10^{-4} м со степенью наклона 25 %, выявлена зависимость твердости и адгезии меди от параметров напыления и подготовки поверхности. При оптимальных параметрах напыления твердость и прочность сцепления могут достигать 1200 МПа и 48,6 МПа соответственно.

Ключевые слова: покрытие, твердость, наклеп, прочность.

Moskvitin G.V., Arhipov V.E., Pugachyov M.S., Shirokova N.V.

RECOVER AND STRENGTHEN PARTS BY GAS-DYNAMIC PROCESSING

The hardening of steel 40x corundum to a depth of up to 2×10^{-4} m with a degree of incline of 25 %. The dependence of hardness and adhesion of copper on the parameters of coating and surface preparation. The optimum parameters of coating hardness and adhesion strength can reach 1200 Mpa and 48,6 Mpa, respectively.

Keywords: coating, hardness, work hardening, strength.

При ремонте и восстановлении деталей традиционно применяют технологии, при которых изношенная поверхность либо подвергается механической обработке (например, шлифуется под ремонтный размер), либо на нее наносится слой металла с использованием электродуговой наплавки [1]. Однако первая уменьшает толщину термически обработанного слоя, а вторая вызывает перегрев детали. Результат — снижение прочности и износостойкости последней, поэтому в последние годы все чаще стали использовать новый метод восстановления — газодинамическое "холодное" напыление медью или алюминием [2]. Но здесь, к сожалению, по вполне очевидным причинам, ограничиваются заделкой трещин, раковин и т.д. В связи с этим возникла проблема расширения области применения нового метода и, прежде всего, с точки зрения повышения долговечности восстановленных деталей нанесением не только пластичных, но и твердых частиц.

В связи с этим были проведены исследования, объектом которых была выбрана среднеуглеродистая легированная конструкционная сталь 40X, довольно широко применяемая в машиностроении для изготовления ответственных деталей машин.

Оптимизация параметров обработки осуществлялась на основании результатов измерения твердости по Виккерсу. Измерение проводилось на специально подготовленных образцах по глубине с шагом 2×10^{-5} м при нагрузке HV 0.1/10 и HV 0.05/10 (ГОСТ 2999–75).

Образцы испытывались на растяжение при статическом нагружении, а также на адгезию меди, на испытательной машине фирмы "Инстрон" с записью диаграммы

"нагрузка—деформация" и с регистрацией табличных данных в системе АСТест-Pro 1.14. (ГОСТ 25.501–79). Скорость нагружения составляла 33×10^{-6} м/с при шкале нагрузки 5000 кгс (49 000 Н). Расчеты прочностных характеристик и обработку результатов испытания проводили в соответствии с ГОСТ 25.502–79. При этом часть образцов термически обрабатывалась на твердость 45–47 HRC и все они проходили обработку частицами корунда марки К-00-04-16 и меди марки С-01-1 на газодинамической установке модели "ДИМЕТ-404".

Величина адгезии меди на стали определялась на основе результатов, полученных при испытаниях по методике отрыва нанесенного слоя от подложки при сдвиге [3, 4]. Испытания проводили с записью диаграммы "нагрузка—время". При этом образец под воздействием нагрузки с определенной скоростью продавливался через матрицу до смещения слоя меди по отношению к образцу или его смещения с разрушением. Предел прочности сцепления нанесенного слоя с основным металлом (подложкой) вычислялся по формуле, приведенной в работе [4], $\tau = P/\pi Dh$, где τ — предел прочности сцепления нанесенного слоя с основным металлом; P — максимальная нагрузка, предшествующая разрушению (отрыву) пояска (слоя) покрытия; D — диаметр образца; h — ширина пояска.

Расстояние от среза сопла, а также скорость его перемещения относительно поверхности образца составляли $\sim 0,1$ см и $0,1$ м/с соответственно.

Параметры обработки корундом выбирались так, чтобы они обеспечивали максимальные энергетические характеристики процесса. Давление в системе подачи воздуха поддерживалось на уровне 0,6 МПа (60 кгс/см^2), максимальном для примененного типа газодинамических установок.

Было исследовано также влияние температуры обработки и времени ее воздействия на прочностные характеристики стали.

Напыление меди проводилось при изменении температуры, расстояния от среза сопла до поверхности, скорости перемещения образцов по отношению к соплу, а также расхода порошка.

В ходе экспериментов установлено, что обработка образцов частицами корунда при температуре 633 К ($360 \text{ }^\circ\text{C}$) существенно повышает твердость стали 40X: прирост ΔT твердости на их поверхности после 9, 12 и 15 с воздействия частицами корунда на металл составляет (рис. 1) ~ 550 МПа (5500 кгс/см^2), что является следствием поверхностной пластической деформации (упрочнение с максимальной степенью наклепа 25 %). В то же время при воздействии твердыми частицами в течение 18 с и более твердость снижается, что можно трактовать как перенаклеп металла из-за избыточных энергетических параметров обработки. Воздействие же корунда при комнатной темпера-

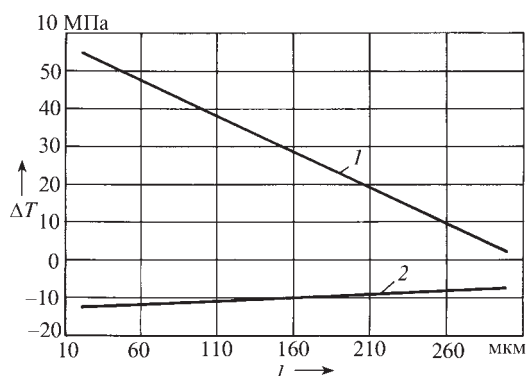


Рис. 1. Изменение твердости стали 40X по глубине, обработанной корундом при температуре 633 К (360 °С):

1 – $t = 9-15$ с; 2 – $t = 30$ с

туре повышает твердость стали 40X только при 15 с воздействия, при этом достигаемая степень наклепа не превышает 15 %.

С ростом температуры воздуха твердость слоя меди при напылении существенно увеличивается (рис. 2) с 480 МПа (4800 кгс/см²) с температурой 453 К (180 °С) до 980 МПа (9800 кгс/см²) при 813 К (540 °С), но с увеличением времени напыления (три и, особенно, пять проходов) зависимость твердости меди от температуры напыления приобретает несколько другой характер. Например, при температуре потока воздуха, равной 453 К (180 °С), твердость меди достигает 1117 МПа (1170 кгс/см²).

Аналогичная, но не столь существенная тенденция повышения твердости меди при возрастании времени обработки наблюдается и при напылении с температурой 633 К (360 °С). Однако дальнейшее повышение этой температуры до 813 К (540 °С), наоборот, снижает ее твердость, причем тем существеннее, чем больше число проходов поверхности образца под соплом, т.е. время напыления.

Таким образом, в ходе экспериментов установлено, что при нанесении меди на свойства покрытия оказывают влияние в основном два фактора – энергия частиц и тепловое воздействие потока воздуха. Причем последнее довольно неоднозначно: при низкой (≤ 523 К, или 250 °С) температуре напыления на свойствах меди очень сильно сказываются деформация пластичных частиц частицами твердыми и их наклеп, а при более высокой (≥ 723 К, или 450 °С) температуре – еще и прогрев наносимого слоя меди потоком воздуха.

В структуре меди преобладают дефекты, размеры которых по двум координатам в основном составляют 0,1–0,2 мм, а по третьей они значительно меньше. Самый большой их размер, как правило, наблюдается в направлении, параллельном поверхности напыления. Механизм их формирования можно объяснить статистически неравномерным воздействием частиц корунда на медь и, как следствие, недостаточно регулярным уплотнением покрытия по объему.

Твердость меди тоже существенно зависит от расстояния от среза сопла до обрабатываемой поверхности и скорости ее перемещения по отношению к соплу, а также расхода порошка. Причем она максимальна (1300 МПа, или 13000 кгс/см²) в слое, нанесенном при расходе порошка 0,18 г/с, что соответствует твердости "твердой" латуни, т.е. той, которая имеет степень деформации от 30 до 50 % (ГОСТ 15527–2004, ГОСТ 17711–93).

Если в качестве критерия оценки покрытия рассматривать твердость меди и качество слоя, т.е. число и величину дефектов, то к оптимальным параметрам процесса напыления меди на сталь можно отнести следующие: расстоя-

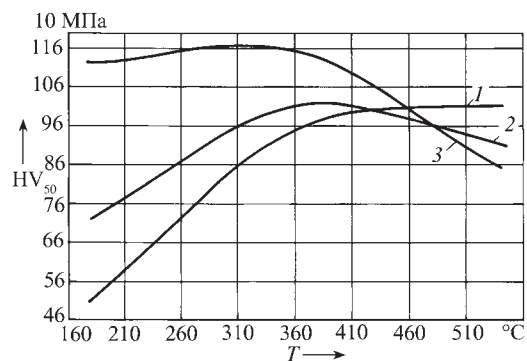


Рис. 2. Зависимость твердости меди от температуры ее напыления и числа проходов при скорости перемещения сопла 0,01 м/с; расстоянии от сопла 0,01 м, расхода порошка 0,4 г/с:

1 – один проход; 2 – три прохода; 3 – пять проходов

ние от среза сопла до поверхности – 1–2 см; скорость перемещения сопла – 0,05–0,15 м/с; расход порошка – 0,18–0,4 г/с. Температура может варьироваться от 453 до 813 К (от 180 до 540 °С), но здесь следует учитывать, что прочность сцепления (адгезия) меди с подложкой из стали 40X существенно зависит от температуры напыления, что, безусловно, связано с повышением энергии твердых и пластичных частиц и изменением механизма их взаимодействия с подложкой.

Так, при увеличении этой температуры с 453 К (180 °С) до 813 К (540 °С) прочность возрастает в 6 раз – с 3,95 до 23,7 МПа (с 39,5 до 237 кгс/см²), т.е. соответствует результатам, которые получают при газотермическом напылении покрытий [4]. После же предварительной подготовки образцов к напылению, которая заключается в обработке поверхности корундом при температуре 453 К (180 °С), адгезия меди на стали значительно (с 2,95 до 16,9 МПа, или 295 до 169 кгс/см²) возрастает – в 4 раза. Если же после этого медь напылять при температуре 819 К (540 °С), то прочность сцепления увеличивается практически до 50 МПа (500 кгс/см²). Иначе говоря, достигается прочность сцепления, которую можно получить только с использованием плазменного напыления или металлизации.

Очень важно и то, что предварительная обработка корундом положительно сказывается на величине адгезии не только на образцах с низкой твердостью, но и термически обработанных на 45–47 HRC. Например, после такой обработки прочность сцепления меди, нанесенной при 435 К (180 °С), составила 14,2 МПа (142 кгс/см²), что, как видим, довольно близко к результатам, полученным на "сырых" образцах (16,9 МПа, или 169 кгс/см²).

Таким образом, можно утверждать, что, во-первых, термическая обработка стали не оказывает существенного влияния на величину адгезии меди, нанесенной при равных температурах, и, во-вторых, механическая обработка поверхности при идентичных параметрах напыления позволяет повысить прочность сцепления в 1,5 раза – с 25,8 до 39,3 МПа (с 258 до 393 кгс/см²).

Результаты испытания на растяжение образцов стали 40X в состоянии поставки (термическая обработка–нормализация) и после обработки корундом приведены в таблице. Анализируя их, можно отметить следующие тенденции: воздействие корундом в течение 9 с при температуре 633 К (360 °С) сопровождается повышением прочности до 102,2 %. Однако увеличение этого времени до 15 с и выше приводит к снижению прочностных характеристик. Обработка же корундом при комнатной температуре в течение 15 с сопровождается понижением прочностных характеристик металла. Если медь наносить после обработки образ-

Варианты обработки стали 40X	Результаты испытания		
	σ_b , МПа	оценка, %	тенденция
Без обработки корундом	6,0132	100	—
Обработка корундом при 633 К (360 °С) в течение:			
3 с	6,0452	100,5	~
9 с	6,1465	102,2	↑↑
15 с	5,9551	99,0	↓
≥ 30 с	5,6923	94,6	↓↓↓
Обработка корундом при 293 К (20 °С) в течение 15 с	5,8442	97,2	↓↓
Обработка корундом при 633 К (360 °С) в течение 9 с + напыление меди	6,1473	102,2	↑↑

ца корундом, то это практически не влияет на прочность стали: рост прочности остается на уровне 102,2 %.

Учитывая, что к триботехническим характеристикам медного покрытия предъявляются очень высокие требования, данный комбинированный способ обработки стали может оказаться весьма перспективным для создания поверхностей в узлах трения и повышения ресурса деталей, поскольку газодинамическая обработка конструкционной среднеуглеродистой легированной стали 40X корундом позволяет упрочнить ее на глубину до 0,2 мм с максимальной

степенью наклепа 25 %. Что же касается значений оптимальных параметров упрочнения стали 40X и ее аналогов корундом, то они следующие: температура воздуха — 633 К (360 °С); продолжительность обработки — 9 с; расход корунда — 10 г/с; расстояние от среза сопла до обрабатываемой поверхности — 0,1 см; скорость перемещения сопла относительно поверхности — 10^{-2} м/с. При этом нанесение медного покрытия на поверхность, обработанную корундом, не снижает эффекта упрочнения. Прочность же сцепления меди с подложкой из стали зависит от температуры напыления, а также состояния поверхности и может достигать 48,6 МПа (486 кгс/см²) и выше, так как механическая обработка нанесенного покрытия позволяет повысить адгезию меди в 1,5 раза.

Литература

1. Пантелеенко Ф.И., Лялякин В.П. и др. Восстановление деталей машин. Справочник. — М.: Машиностроение. — 2003. — 672 с.
2. Димет. Применение технологии и оборудования: [Электронный ресурс] Режим доступа: www.dimet-r.narod.ru.
3. Хасуи А., Моригаки О. Наплавка и напыление. М.: Машиностроение. — 1985. — 239 с.
4. Определение прочности сцепления газотермических покрытий с основным металлом. МР 250-87. М.: ВНИИНМАШ, 1987. — 17 с.

УДК 621.9.044

РАСТОЧНАЯ ГОЛОВКА ДЛЯ ОБРАБОТКИ ГИЛЬЗЫ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ

Д-р техн. наук **К.А. УКРАЖЕНКО**, канд. техн. наук **А.Н. ВОЛКОВ**, **Р.О. КОРОЛЕВ**
Ярославский ГТУ (4852. 44-02-76)

Рассматривается расточная головка, резко повышающая качество и производительность одной из основных операций по обработке гильзы блока цилиндров ДВС — тонкой расточки, которая осуществляется перед суперфинишной операцией, хонингованием.
Ключевые слова: расточка, гильза, режцовая вставка, направляющие, качество обработки.

Ukrazhenko K.A., Volkov A.N., Korolev R.O.

BORING HEAD OF THE TOOL FOR PROCESSING OF A SLEEVE OF THE BLOCK OF CYLINDERS

Boring head, efficiency increasing quality and productivity of one of basic operations on processing of a sleeve of the block of cylinders is thin boring which it is carried out before superfinishing operation honing is considered.
Keywords: boring, a sleeve, premaxillary an insert, directing, quality of processing.

В инструментальном обеспечении современного производства происходят существенные изменения: особенно это относится к автомобильной промышленности, как наиболее востребованной в настоящее время. Причем именно здесь даже самые незначительное повышение производительности и качества дает весьма значительный экономический эффект. Поэтому авторы считают, что рассматриваемый ниже вариант совершенствования обработки одной из самых ответственных и нагруженных деталей автомобильного ДВС, гильзы цилиндров, должен представлять интерес для читателей "АП". Речь идет о расточной головке, разработанной в Ярославском ГУ (пат. № 2314181, РФ).

Эта головка состоит (см. рисунок) из корпуса 1, в подшипниках которого установлены две направляющие — передняя 19 и задняя 23. В свою очередь, каждая из направляющих содержит жесткую и упругую части, первая из которых представляет собой диск диаметром, выполненным или настроенным на нижнее отклонение диаметров от предыдущей обработки (D_1) и обрабатываемого

(D) отверстия растачиваемой детали типа гильза цилиндров; вторая — это манжета из упругого материала необходимой жесткости и износостойкости (например, из полиуретана), которая настроена на работу как по нижнему, так и верхнему отклонению диаметров D_1 и D отверстия.

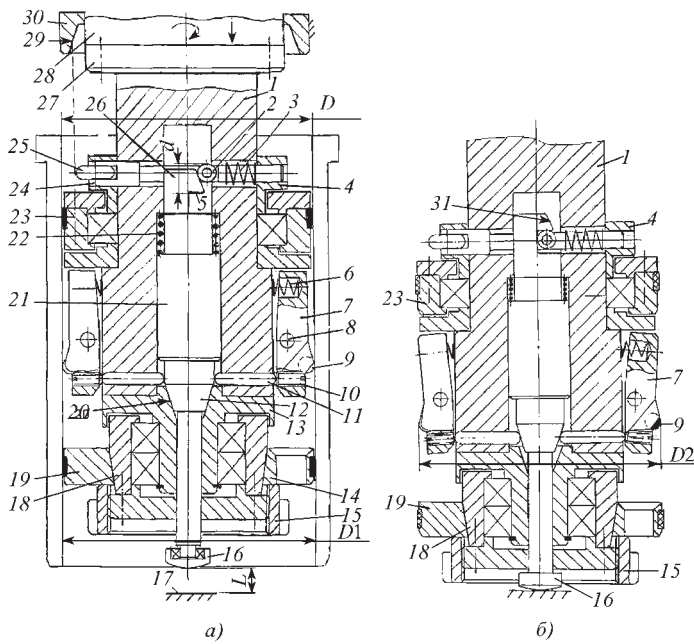
Передняя направляющая 19 — регулируемая за счет своей эластичной конструкции, следовательно, способная настраиваться на различные диаметры D_1 при перемещении ее ступицы 14 по корпусу 18 с помощью гайки 15. Задняя направляющая 23 может быть выполнена нерегулируемой при стабильном (некорректируемом) диаметре D.

Между направляющими в корпусе на шарнире 8 встроена по меньшей мере одна режцовая вставка 7 с режущим элементом 9. Она представляет собой коромысло, одно плечо которого взаимодействует с пружиной 6, а второе в это время поджимается регулировочным винтом 10, служащим для настройки режущих элементов на обрабатываемый диаметр D, к толкателю 11.

Толкатель взаимодействует также с плунжером 21 механизма быстрого отвода режущего элемента от обрабатываемого отверстия. Этот плунжер своим конусом 12 в рабочем положении подпружинен пружиной 22, что обеспечивает надежное его центрирование относительно конуса 20 крышки 13. На одном конце плунжера смонтирована вращающаяся опора 16, которая после осевого перемещения головки на расстояние L имеет возможность взаимодействовать с неподвижным упором 17.

На втором конце плунжера предусмотрен стопор 26 с клиновой поверхностью 31 и опорной поверхностью 5. На фиксаторе 24, служащем для фиксации плунжера в осевом направлении от поворота, установлены два ролика — 2 и 25. При этом ролик 2 в рабочем положении головки взаимодействует с клиновой поверхностью 31 с помощью пружины 3 плунжера, а с поверхностью 5 через пружину 22 в нерабочем ее положении, т.е. при отводе режущих элементов от обработанного отверстия на расстояние $\Delta = (D - D_2)/2$. Ролик 25 взаимодействует с отверстием конуса 29 в неподвижном фланце 30, установленном concentрично пиноли 28 шпинделя станка. Корпус 1 крепится на пиноли с помощью оправки 27. Фиксатор 24, кроме перечисленных функций, может выполнять роль ограничителя осевого перемещения кольца 4, а следовательно, и подшипника.

Используется расточная головка следующим образом.



Рабочее (а) и конечное (б) положения расточной головки:

1, 18 – корпус; 2, 25 – ролик; 3, 6 и 22 – пружина; 4 – кольцо; 5 – опорная поверхность; 7 – режущая вставка; 8 – шарнир; 9 – режущий элемент; 10 – винт; 11 – толкатель; 12, 20 и 29 – конус; 13 – крышка; 14 – ступица; 15 – гайка; 16 – опора; 17 – упор; 19, 23 – направляющая; 21 – плунжер; 24 – фиксатор; 26 – стопор; 27 – оправка; 28 – пиноль; 30 – фланец; 31 – клиновидная поверхность

тываемый диаметр D и включается вращение и подача шпинделя, а следовательно, и расточной головки. Передняя направляющая 19 входит в отверстие, и режущий элемент 9 касается обрабатываемой детали, начинается расточка отверстия с диаметра D_1 на D . Когда консоль пиньолы 28 увеличивается, в отверстие входит задняя направляющая 23. После выхода режущего элемента 9 из зоны резания и прохождения опорой 16 расстояния L она упирается в упор 17.

Далее головка еще перемещается, стопор 26 поднимается и ролик 2 оказывается на опорной поверхности 5. Плунжер 21 с конусом 12 фиксируется в поднятом положении. Толкатель 11 в это время касается конуса 12, а пружина 6 поворачивает режущую вставку 7 вокруг шарнира 8 и отводит режущие элементы от обработанной поверхности на диаметр $D_2 < D$. Затем подается команда на подъем пиньолы, и расточная головка поднимается до касания ролика 25 конуса 29. Плунжер 21 расфиксируется, режущие элементы 9 возвращаются в рабочее положение, т.е. устанавливаются на размер D , и цикл обработки повторяется.

Предлагаемая расточная головка существенно повышает производительность и качество обработки гильз цилиндров современных ДВС.

Сначала ее устанавливают в исходное положение, при котором ролик 25 касается конуса 29, а ролик 2 – клиновидной поверхности 31. Затем режущий элемент 9 винтом 10 настраивается на обраба-

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Фасхиев Х.А. – Автомобилестроительная отрасль России после вступления в ВТО	1
Катанаев Н.Т. – Российская автомобильная промышленность в различных фазах промышленного цикла	5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Скрипко Л.А. – Некоторые результаты моделирования гибридных автомобилей	8
Мазур В.В., Гайлиш А.В., Енаев А.А. – Автомобильные колеса с безвоздушными шинами	10
Шутов А.И., Новописный Е.А. – Эффективность энергопоглощающего элемента бампера легкового автомобиля	12
Копотилев В.И. – О комплексных показателях топливно-энергетической эффективности автомобиля	14
Подригало М.А., Назаров В.И. – Распределение тормозных сил между осями современного АТС, учитывающее фазы процесса его торможения	17
Ларкин С.Е., Сальников С.П. – Адаптивная система головных фар АТС	22
Подзоров А.В., Ляшенко М.В., Прытков В.Н. – Полуактивная система поддрессирования АТС и плавность его хода	24

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

В.В. Комаров, С.А. Гараган – О системах автоматической идентификации факта аварии АТС	28
Шакирова Д.Ю. – Клиентоориентированность, как одно из направлений создания конкурентоспособного сервиса	31
Мурамович В.Г., Анисимов П.Ф., Туев С.В. – Молекулярные модификаторы моторного топлива и ресурс ДВС	33

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Носков А.С., Королев А.В. – Молекулярно-кинетический перенос углерода в поверхностные слои детали при ультразвуковом выглаживании	35
Москвитин Г.В., Архипов В.Е., Пугачев М.С., Широкова Н.В. – Восстановление и упрочнение деталей газодинамической обработки	37
Украженко К.А., Волков А.Н., Королев Р.О. – Расточная головка для обработки гильзы блока цилиндров	39

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, М.А. Григорьев, Ю.К. Есеновский-Лашков, А.С. Ковригин, Р.В. Козырев, С.М. Круглов, Ю.А. Купеев, Г.И. Мамити, В.А. Марков, А.В. Николаенко, Э.Н. Никульников, В.И. Пашков, В.А. Сеин, Н.Т. Сорокин, А.И. Титков, В.Н. Филимонов

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор Андреева Т.И.

Корректоры: Сажина Л.И., Солюшнина Л.Е.

Сдано в набор 02.05.2012. Подписано в печать 05.07.2012.

Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,86.

Отпечатано в ООО "Белый ветер". 115407, Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98

E-mail: avtoprom@aport.ru, 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.