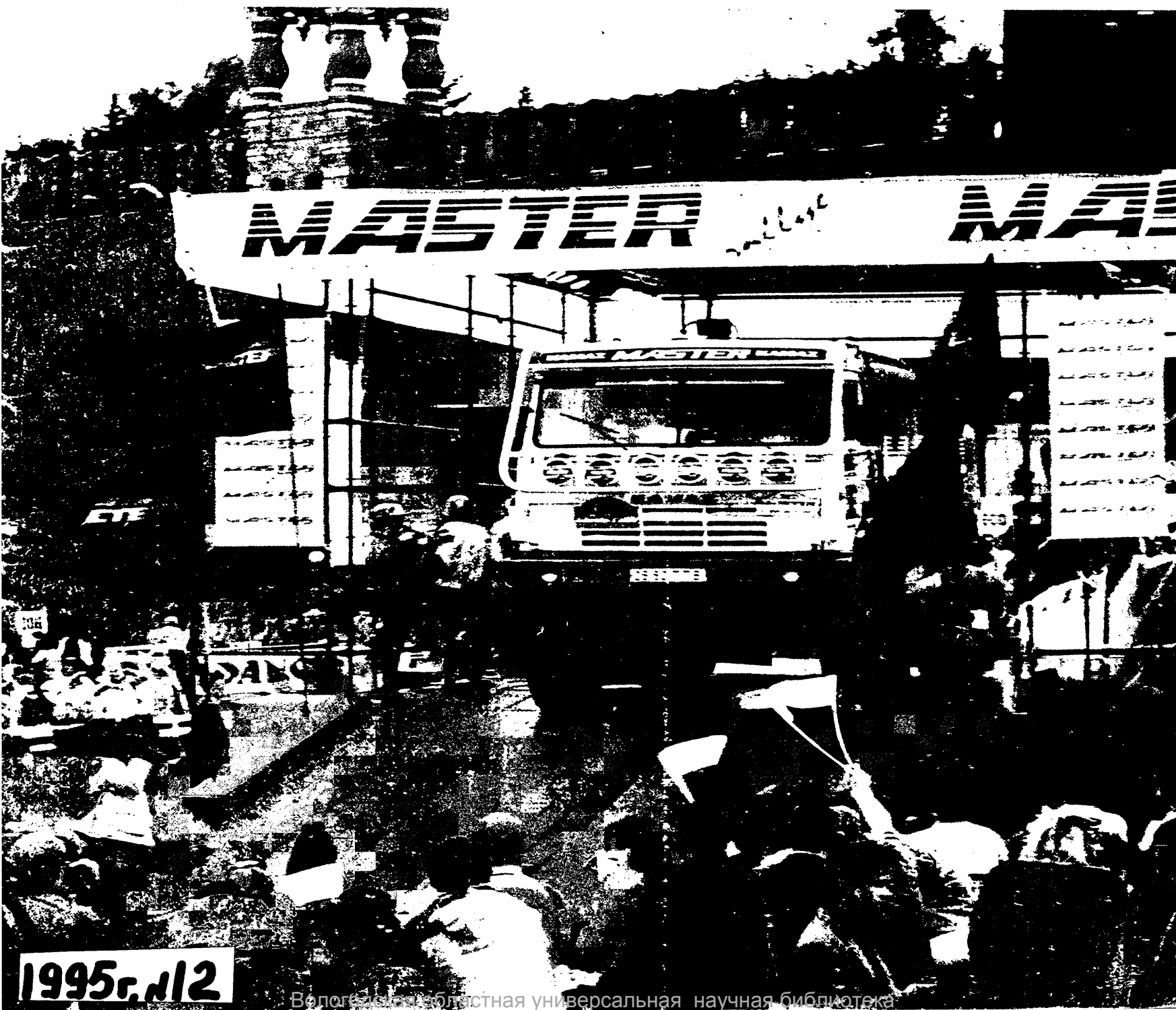


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ISSN 0005-2337

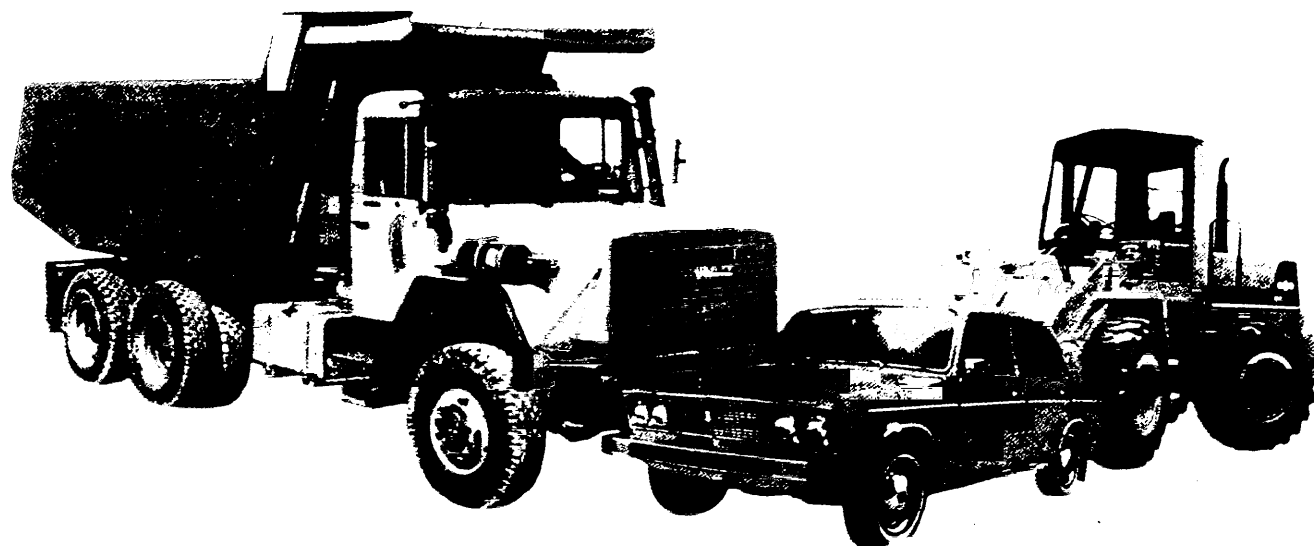
СТ

№ 12 • 1995



1995г. №12

АСПЕКТ- МОДИФИКАТОР



ВСЯ ГАММА ОБРАБОТКИ

- АСПЕКТ-модификатор — антифрикционное противоизносное покрытие для деталей двигателя
- АСПЕКТ-модификатор — антифрикционное противоизносное покрытие для деталей агрегатов трансмиссии
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель топливной системы*
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель масляной системы*
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель камеры сгорания*
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель топливной системы Антилед*
- АСПЕКТ-модификатор — очиститель топливной системы дизелей*

АСПЕКТ-МОДИФИКАТОР СЕРТИФИЦИРОВАН ГОССТАНДАРТОМ РОССИИ.

*Совместное производство АОЗТ "АМТЕК" (Россия) и "NESTE ALFA OY" (Финляндия).

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СОВМЕСТНЫЕ РАЗРАБОТКИ АОЗТ "АМТЕК" (Россия) И "NESTE ALFA OY" (Финляндия).

Масла с повышенными противоизносными свойствами
Консистентные и сверхпроникающие смазки с улучшенными функциональными свойствами
Антифрикционные и моющие добавки в масла
Антикоррозионные, влагоудаляющие и моющие добавки в бензины
Антидымные, депрессорные влагоудаляющие и моющие добавки в дизельные топлива
Охлаждающие жидкости с улучшенными эксплуатационными свойствами
Средства по удалению накипи из системы охлаждения
Препараты для восстановления герметичности радиаторов систем охлаждения
Аэрозоли для облегчения пуска двигателей в условиях эксплуатации при пониженных температурах.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 12 · декабрь · 1995

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 061.003.2.301.18

ФИНАНСОВО-ПРОМЫШЛЕННЫЕ ГРУППЫ В РОССИИ¹

В. И. ПАШКОВ
АО «АСМ-холдинг»

В автомобилестроении России в 1995 г. зарегистрированы только две ФПГ — «Нижегородские автомобили» и Волжско-Камская. Опыт, таким образом, в отрасли невелик. Но он, безусловно, представляет интерес для специалистов, работающих в области совершенствования управления автомобильной промышленностью в современных условиях и, в частности, разрабатывающих предложения по созданию новых ФПГ, условий их функционирования. Особенно с точки зрения разработки проекта формирования ФПГ.

Нижегородский проект состоит из двух разделов: пояснительной записки и технико-экономического обоснования создания ФПГ. Рассмотрим их.

Записка, если говорить в целом, раскрывает концепцию создания ФПГ «Нижегородские автомобили», дает сведения об участниках группы, основных видах выпускаемой ими продукции, кооперации, владении долями в уставных капиталах участников. Начинается она с концептуальной части, в которой подчеркивается: в процессе становления рыночных условий хозяйствования и ослабления отраслевой системы управления большое число предприятий отрасли самостоятельно обеспечить свою стабильную работу и экономическую устойчивость не в состоянии. Причем особые сложности возникают при разработке и реализации мер по текущему и перспективному развитию, когда требуется концентрация значительных усилий и средств в стадии как их технической и финансовой подготовки, так и практической реализации. Отсюда — естественное стремление

предприятий и организаций к объединению своих производственных и финансовых ресурсов для решения проблем выживаемости и развития в новых экономических условиях. На основе этого стремления родилась концепция создания финансово-промышленных групп, которая и была принята рядом предприятий автомобилестроения, электротехнической, химической и нефтеперерабатывающей промышленности, коммерческих банков, научных организаций, страховых компаний, посреднических организаций. Они объединяют свои усилия для решения собственных проблем и проблем общественного развития, создав на базе акционерного общества «ГАЗ» финансово-промышленную группу «Нижегородские автомобили». Создана она, таким образом, на добровольной основе, в форме акционерного общества открытого типа, зарегистрированного в Нижнем Новгороде в соответствии с законодательством Российской Федерации. Предприятия и организации, вошедшие в ее состав, не изменяют специализации и основных направлений деятельности, однако за счет объединения производственного потенциала и финансовых средств намерены в согласованном порядке приоритетов поочередно решать важнейшие проблемы своего развития.

В качестве первого этапа совместной деятельности участники ФПГ приняли решение реализовать в 1995—1996 гг. несколько программ развития базового предприятия, поскольку эти программы наиболее подготовлены в техническом и организационном отношении, а также обеспечивают быстрый приток финансовых ресурсов за счет прибыли от реализации пользующейся спросом автотранспортной техники. Это программы создания и организации серийного производства грузового автомобиля грузоподъемностью 1,5 т и его модификаций, дизелей и бензиновых двигателей, специализированных автомобилей на базе легкового автомобиля среднего класса.

Такое первоочередное внимание проблемам автомобилестроения в рамках созданной ФПГ вполне оп-

¹ Продолжение. Начало см. «АП», 1995 г., № 11.

равданно: его развитие, прежде всего, инициирует развитие смежных отраслей. Во-вторых, успех инвестиционной программы освоения и организации серийного производства полутонного грузового автомобиля и его модификаций предопределяет тот факт, что автомобили такой грузоподъемности в Российской Федерации не производятся, а высокая потребность в них подтверждена маркетинговыми исследованиями специалистов АО "ГАЗ", Гипроавтопрома и НАМИ. Отсутствует производство автомобиля такого класса и в странах СНГ. Правда, автомобильный рынок этих стран уже начал заполняться аналогичной продукцией производителей из дальнего зарубежья, и, если не будут приняты решительные меры по организации производства малотоннажного автомобиля в России, то рынок стран СНГ для нас будет в данном классе автомобилей безвозвратно утерян. В дальнейшем же, после накопления собственных финансовых средств и появления устойчивых возможностей использования кредитов, участники ФПГ намерены перейти к разработке и реализации новых программ, выдвигаемых федеральными и региональными органами управления, собранием участников ФПГ или любым участником ФПГ в инициативном порядке с целью стабилизации и роста эффективности деятельности как каждого участника, так и ФПГ в целом.

Переход к рыночной экономике резко обостряет условия конкуренции промышленной продукции на российском рынке, рынках стран СНГ. Продукция зарубежных компаний все более заполняет эти рынки, а противостоять этому могут только отечественные производители, обладающие мощным потенциалом, высоким уровнем производства и возможностями быстрой его перестройки в зависимости от конъюнктуры рынка. Формирование ФПГ "Нижегородские автомобили" создает предпосылки для возникновения в отечественном автомобилестроении конкурентоспособного производителя грузовых автомобилей грузоподъемностью до 5 т, легковых автомобилей среднего класса, современных дизелей и бензиновых двигателей. Эта ФПГ, по нашему мнению, одна из нескольких финансово-промышленных групп, которые должны быть сформированы и действовать в автомобилестроении Российской Федерации, составляя его опору и обеспечивая его выживаемость в конкурентной борьбе.

В рамках намеченных к реализации инвестиционных проектов участники ФПГ намерены действовать в следующих направлениях.

1. Координация совместной научной, производственной и финансовой деятельности.

2. Проведение единой ценовой политики, разработка предложений по оптимизации налоговой политики и преференциального режима для участников ФПГ и ФПГ в целом (налоговые, таможенные и другие льготы; инвестиционные кредиты; передача в доверительное управление ФПГ пакетов акций, находящихся в федеральной собственности; гарантия по кредитно-финансовым операциям, эмиссиям акций и т. п.).

3. Создание технологических цепочек и финансовых потоков при реализации намеченных проектов, начиная от маркетинговых разработок, согласования сроков подготовки производства до сбыта готовой продукции.

4. Расширение объемов и сфер вовлечения банковского капитала и средств населения для участия в реализации инвестиционных программ развития производства.

5. Организация системной работы по предотвращению кризисов сбыта и выпуску продукции, обеспеченной платежеспособным спросом и конкурентоспособной на внутреннем и внешнем рынках.

6. Усиление экспортной направленности в деятельности участников и группы в целом.

7. Создание новых и содействие развитию действующих предприятий и организаций рыночной инфраструктуры в рамках ФПГ в интересах ее участников (в том числе с целью диверсификации видов деятельности ФПГ).

8. Представление и защита интересов акционерных обществ, предприятий и организаций-участников ФПГ на государственном и международном уровнях.

9. Взаимодействие с государственными и местными органами управления при составлении и выполнении федеральных и региональных программ (при включении в них участников ФПГ и ФПГ в целом).

10. Расширение производственной деятельности участников ФПГ и ФПГ в целом в направлении диверсификации выпускаемой продукции, в частности, по грузовым автомобилям и их модификациям; специальным автомобилям; легковым автомобилям и их модификациям; автобусам; автомобильным двигателям и комплектующим изделиям; товарам народного потребления; шинам и резинотехническим изделиям; изделиям из стекла; организации автомобильного сервиса, а также по иным принципиально новым видам продукции, осваиваемым в связи с изменением конъюнктуры.

По мере становления и расширения сфер деятельности ФПГ "Нижегородские автомобили" направления работы как органов управления групп, так и каждого из ее участников могут дополняться и обновляться в зависимости от состава инвестиционных проектов, принятых к реализации.

Достижение основной цели своей совместной деятельности — роста эффективности общественного производства, прибыльности, обеспечения социальной стабильности — участники ФПГ намерены обеспечить за счет, как уже упоминалось, создания, организации серийного выпуска и наращивания производства полутонного автомобиля ГАЗ-3302 и его модификаций, предназначенных для нужд медицины, городских хозяйств, МВД, сельскохозяйственного производства; насыщения потребительского рынка России и заинтересованных зарубежных государств грузовыми автомобилями грузоподъемностью до 5 т и их модификациями, легковыми автомобилями среднего класса, современными дизелями и бензиновыми двигателями, другими комплектующими изделиями для автомобилей и запасными частями; инвестиций

из собственных средств, кредитных ресурсов, мер государственной поддержки; использования лучших научно-технических решений по конструкции, технологии и организации производства, повышения конкурентоспособности продукции автомобилестроения и смежных с ним отраслей промышленности, роста экспортного потенциала отечественной техники; образования новых и развития существующих экономических, научно-технических и кооперационных связей, согласования и рационализации этих связей с учетом потоков финансовых средств, реализации отдельных проектов развития по предложениям участников в их интересах и интересах ФПГ в целом; создания предпосылок для развития нефтехимической, электронной, электротехнической и других смежных отраслей промышленности, тесно связанных с автомобилестроением как отраслью, интенсифицирующей развитие экономики страны; создания новых рабочих мест, позволяющих обеспечивать занятость работников, высвобождаемых в процессе смены объектов производства в соответствии с требованиями рынка; взаимосвязанного функционирования промышленных предприятий, кредитно-финансовых организаций, посреднических и научных организаций, страховых компаний, обеспечивающего рационализацию общественных процессов производства.

Для того чтобы реализовать избранные направления деятельности и меры, принятые для достижения поставленных задач, был подобран соответствующий состав участников ФПГ "Нижегородские автомобили". В ФПГ вошли 30 промышленных предприятий, банков, научных учреждений, посреднических организаций, страховых компаний. Базовое предприятие ФПГ — АО "ГАЗ". Среди участников — 20 промышленных предприятий, 13 из которых — поставщики комплектующих изделий для автомобилей, производимых АО "ГАЗ", семь предприятий — потребители продукции АО "ГАЗ", которые на выпускаемых этим АО шасси производят автобусы и автомобили специального назначения. В качестве участников ФПГ выступают четыре банка (в том числе московский "Автобанк"), три страховые компании, одна научная организация, специализирующаяся в области технологии автомобилестроения, две организации, занимающиеся посредническими услугами в области маркетинга, сбыта продукции.

ФПГ "Нижегородские автомобили" носит транснациональный характер: в ее составе восемь иностранных участников. В том числе из Белоруссии — два, Латвии — один, Украины — один, Молдавии — один, Киргизии — два, Таджикистана — один. Их включение в ФПГ обусловлено устойчивыми производственными связями с остальными участниками, прежде всего с АО "ГАЗ", а также соглашением о содействии и развитии производственных, коммерческих, кредитно-финансовых, страховых и смешанных транснациональных объединений, подписанным полномочными представителями государств СНГ 15 апреля 1994 г.

Суммарная численность персонала входящих в ФПГ предприятий и организаций — 243 тыс. чел.; их

суммарный уставный фонд — около 110 млрд. р., в том числе финансово-кредитных учреждений — свыше 11 млрд., страховых компаний — 9,8 млрд. р.; объем капитальных вложений по итогам 1993 г. достиг 139 млрд. р., а стоимость основных и оборотных средств — 3,8 трлн. р.

Уставный капитал ФПГ (1812 млн. р.) распределен следующим образом. 27,6 % — преимущественный пакет акций — предоставлен АО "ГАЗ" как базовому предприятию, на банковские структуры приходится 8,57 %, страховые компании — 8,87 %, научные организации — 0,83 %, две посреднические организации (маркетинг, экономический анализ, сбыт) — 1,66 %, остальная часть уставного капитала — у промышленных предприятий. Значительный процент уставного капитала определен банковским и страховым организациям для обеспечения повышенной их заинтересованности в инвестировании проектов, принятых ФПГ для реализации. Около 5 % уставного капитала ФПГ принадлежит зарубежным участникам.

Таким образом, ФПГ "Нижегородские автомобили" по качественному и количественному составу представляет собой комплекс предприятий и организаций, взаимосвязанных производственными, экономическими, финансово-кредитными, научно-техническими интересами, согласованная деятельность которых должна способствовать стабилизации работы каждого члена ФПГ и ФПГ в целом, росту эффективности общественного производства и решению основной задачи — создания и организации выпуска полутонного грузового автомобиля и его модификаций, а также другой продукции, соответствующей потребностям российского и зарубежного рынков. Наличие в рамках ФПГ существенного производственного потенциала создает технические, экономические и организационные предпосылки для реализации первоочередных инвестиционных проектов, в том числе для получения кредитных ресурсов. Таких проектов четыре: "Организация производства семейных грузовых автомобилей ГАЗ-3302 грузоподъемностью 1,5 т" (75 тыс. шт. в год); "Организация производства малолитражных дизельных двигателей" (150 тыс. шт. в год), "Организация производства бензинового четырехцилиндрового 16-клапанного двигателя" (75 тыс. шт. в год), "Организация производства автомобилей типа "Бурлак" (20 тыс. шт. в год).

В соответствии с технико-экономическими обоснованиями реализация этих важнейших для экономики страны проектов требует затрат в сумме 1,1 трлн. р. в течение четырех лет (в ценах 1994 г.). Для финансирования проектов участники ФПГ намереваются выделить около 260 млн. р. собственных средств из прибыли, остающейся в их распоряжении.

Для мобилизации остальных необходимых средств требуется государственная поддержка. В частности, возможности выделения кредитов банками, входящими в состав ФПГ, оценены суммой 400 млрд. р., при этом для мобилизации указанных средств предполагается установить для банков-участников ФПГ льготный уровень норм обязательных резервов в целях направления высвобождающихся средств на льготное

кредитование инвестиций внутри ФПГ. В пределах указанной суммы предполагается также снизить ставки налогов на банковскую прибыль указанных банков.

Предусмотрен вариант привлечения заемных средств за счет дополнительных эмиссий акций ФПГ “Нижегородские автомобили” в сумме ориентировочно 100 млрд. р. В этом случае на соответствующую сумму уменьшится использование кредитов банков.

Для успешного проведения кредитной политики и обеспечения надежности эмитируемым ФПГ ценным бумагам требуется предоставление в установленном порядке государственных гарантий по привлекаемым кредитам и эмиссиям акций ФПГ.

С целью привлечения остальной суммы средств (440 млрд. р.) участники ФПГ рассчитывают на государственную поддержку, заключающуюся в предоставлении следующих льгот: установление налогообложения по конечной продукции ФПГ, исключение взимания налога на добавленную стоимость при поставках между предприятиями ФПГ сырья, материалов, полуфабрикатов, комплектующих изделий, предназначенных для реализации инвестиционных проектов ФПГ; разрешение отсрочки от уплаты таможенных платежей при ввозе на таможенную территорию Российской Федерации технологического оборудования, запасных частей к нему, сырья и материалов в пределах шести месяцев от сроков наступления указанных платежей; освобождение от обязательной продажи части валютной выручки от экспорта продукции и услуг собственного производства, получаемой участниками ФПГ при условии направления этой выручки на финансирование работ по реализации инвестиционных проектов ФПГ; предоставление в рамках законодательства таможенных льгот и преференций для кооперационных поставок в рамках стран СНГ, в которых расположены предприятия-участники ФПГ.

Предоставление указанных и других льгот означает отвлечение определенной суммы средств из бюджета. Сроки возврата этих средств в бюджет находятся в прямой зависимости от того, насколько успешно будет реализовываться новая продукция ФПГ, освоенная и подготовленная к серийному производству в соответствии с вышеперечисленными инвестиционными проектами. В связи с этим необходимо осуществление государством рациональной политики установления таможенных тарифов на аналогичную продукцию, выпускаемую за рубежом, которую стремятся продвинуть на наш внутренний рынок.

Два из инвестиционных проектов ФПГ (организация производства ГАЗ-3302 и бензинового двигателя) направлены в Минэкономики РФ для участия в конкурсном распределении ресурсов из бюджета. Участники ФПГ рассчитывают получить и эту меру государственной поддержки, принимая во внимание важнейшее значение этих проектов для развития отечественного автомобилестроения и высокую степень технической и организационной готовности к их реализации.

Предоставление указанных мер государственной поддержки должно обеспечить реализацию государ-

ственных интересов, прежде всего подъем общественного производства, рост занятости населения и решение ряда других социальных проблем, создание предпосылок для увеличения поступления денежных средств в бюджет и во внебюджетные фонды. Эти отношения между ФПГ и правительством предполагается оформить специальным договором о партнерстве и взаимных обязательствах между ФПГ “Нижегородские автомобили” и уполномоченным правительством федеральным органом власти, например, Минэкономики РФ, комитетом РФ по машиностроению и др.

Расчеты участников ФПГ показывают, что дополнительные затраты средств на организацию производства малолитражных автомобилей, бензиновых двигателей и дизелей к ним, полученные участниками ФПГ за счет сокращения отчислений в бюджет в связи с предоставляемыми им льготами и мерами государственной поддержки, будут компенсированы в короткие сроки при росте объема выпуска вновь освоенной автомобильной техники и увеличении прибыльности производства. Соответствующие обязательства ФПГ могут быть зафиксированы, как подчеркивалось выше, в договоре о партнерстве и взаимных обязательствах.

АООТ “Нижегородские автомобили”, представляемое на придание ему статуса ФПГ, зарегистрировано распоряжением губернатора Нижегородской области № 940-р от 11 июля 1994 года, свидетельство № 338, серия СП.

Структура управления ФПГ разработана на основе “Положения о финансово-промышленных группах и порядке их создания”. Органами ее управления являются общее собрание акционеров, совет директоров, правление и исполнительный аппарат.

Решения по составу и структуре органов управления необходимо рассматривать как временные, предназначенные для организации управления финансово-промышленной группой на период ее становления. Особенности этих решений состоят, во-первых, в том, что функции правления ФПГ возложены на правление АО “ГАЗ”; во-вторых, в том, что исполнительный аппарат ограничивается минимальной численностью, выполняя в начальный период функционирования ФПГ лишь важнейшие для ее участников в современных экономических условиях функции. Такие, как маркетинговые исследования, анализ потребностей российского и зарубежного рынка в автомобильной технике, регулирование производства участников ФПГ “Нижегородские автомобили” в соответствии с требованиями рынка; согласование планов производства и сбыта, обеспечение выполнения заказов на поставку продукции для государственных нужд; организация межрегиональных и межгосударственных оптовых поставок; посредническая работа по предотвращению локальных кризисов сбыта; поддержание и развитие новых кооперативных поставок, в том числе за счет организации изготовления комплектующих изделий и новых материалов на предприятиях-участниках ФПГ, в первую очередь для замещения импорта и снижения валютных затрат; вы-

работка финансовой политики, обеспечение ускоренного оборота финансовых средств, анализ инвестиционных проектов и их кредитование, в том числе с участием зарубежных инвесторов; подбор гарантов за участников ФПГ при различных способах кредитования; организация операций с ценными бумагами в интересах участников и ФПГ “Нижегородские автомобили” в целом; формирование ценовой политики в отношении между участниками ФПГ, связанными технологическими цепочками изготовления продукции; подготовка предложений по оптимизации налогообложения и других предложений по формированию преференциального режима функционирования ФПГ; развитие дилерской сети по реализации продукции предприятиями-участниками ФПГ “Нижегородские автомобили”; руководство разработкой и контроль реализации планов развития участников ФПГ и ФПГ в целом.

В дальнейшем, по мере углубления взаимосвязей и взаимодействия участников ФПГ “Нижегородские автомобили” количество функций исполнительного аппарата будет наращиваться с учетом расширения сфер его координирующей деятельности.

Организационно-экономическая схема функционирования ФПГ предусматривает три этапа разработки и реализации планов, проектов и программ ее деятельности. В том числе первый — этап принятия принципиальных решений с участием государственных и местных органов управления, соответствующих министерств и ведомств о целесообразности разработки конкретных планов, проектов и программ для их реализации в рамках ФПГ “Нижегородские автомобили”, осуществляемый советом директоров и правлением ФПГ; второй — этап согласования финансово-экономических, научно-технических, организационных условий реализации предложенных проектов, который осуществляется исполнительной дирекцией под руководством правления и совета директоров (на этом этапе готовятся важнейшие проекты для утверждения на общем собрании участников ФПГ); третий — этап разработки рабочих планов, определения исполнителей проектов, обеспечения их реализации, осуществляемой под контролем исполнительной дирекции в сфере финансов, науки, в производственных и сбытовых подразделениях, а также с участием предприятий и организаций рыночной инфраструктуры, постепенно и последовательно создаваемых при содействии органов управления ФПГ. Схема предусматривает создание постоянных связей отчетности и контроля этапов реализации принятых планов, проектов, программ.

Взаиморасчеты участников ФПГ, находящихся в различных странах СНГ и других зарубежных странах, обеспечиваются лицензионными правами банков, входящих в состав ФПГ.

При осуществлении мер государственной поддержки отношения ФПГ и государств могут оформляться договором с указанием прав и ответственности сторон за выполнение принятых обязательств. В частности, со стороны ФПГ могут быть указаны обязательства по размерам поступающих в бюджет средств

после реализации инвестиционных проектов, осуществленных с помощью государственной поддержки, обеспечение стабильности по поставкам в соответствии с государственным заказом. Со стороны государства такими обязательствами могут быть обеспечение государственных гарантий под кредиты инвесторов для ФПГ, эмиссии акций предприятий и самой ФПГ, меры по льготному налогообложению, предоставление в трастовое управление госсобственности и другие меры, направленные на содействие реализации финансово-промышленной группой ее договорных обязательств.

ФПГ “Нижегородские автомобили” начинает свою деятельность в соответствии с разработанной ее участниками производственной программой на ближайшие три года. Научно-техническая, экономическая, производственная деятельность участников ФПГ в эти годы будет определяться потребностями рынка и регулироваться в рамках ФПГ ее структурными подразделениями. Учитывается и то, что эффективная перестройка производства в соответствии с заказами потребителей возможна лишь при наличии достаточных мощностей по производству автотранспортной и другой техники: для создания необходимых мощностей предполагается использовать решения, обеспечивающие нужную гибкость производства и его способность с малыми затратами быстро переходить на новый вид продукции в зависимости от складывающейся конъюнктуры, т. е. работать под заказы.

В заключение отметим еще раз, что, как показывает мировой опыт, основу современной экономики образуют именно транснациональные компании. Эти мощные интегральные образования, включающие производственные предприятия, финансовые учреждения, транспортные, торговые, информационные структуры, располагают потенциалом, который позволяет разворачивать масштабные научные исследования, реализовывать крупные инвестиционные проекты. Зарубежные транснациональные компании сформировались как естественный продукт многолетнего развития рыночной экономики в поисках форм выживания в жестких условиях конкуренции. Российской же экономике для выработки приемлемых для нее форм общественного производства история отвела в десятки раз меньше времени. Вместе с тем необходимость создания крупных интегрирующих финансово-промышленных структур в российской промышленности уже не вызывает сомнений.

Стало очевидным, во-первых, что формирование ФПГ — процесс индивидуальный, и наличие общих принципов, закрепленных в нормативных документах, не может сводить эту процедуру к их формальному исполнению. Да и сами принципы во многом требуют уточнения. В частности, снятия многочисленных оговорок и ограничений при создании ФПГ; упрощения процедур согласования с различными органами государственного и местного управления; устранения положений, вызывающих различные толкования; назначения органа, уполномоченного принимать окончательное решение по разногласиям между инициаторами создания ФПГ и согласующи-

ми органами государственного управления (эту роль, по нашему мнению, мог бы сыграть Государственный комитет Российской Федерации по промышленной политике).

Во-вторых, как на этапе формирования, так и в начале деятельности ФПГ нужна государственная поддержка, ибо, как подчеркивалось выше, на этап рождения и становления крупных транснациональных компаний российской экономике отведен чрезвычайно короткий срок, в противном случае отечественные промышленные отрасли одна за другой погибнут в конкурентной борьбе.

Отношения государства и ФПГ, как отмечено выше, наиболее целесообразно оформить договором о партнерстве и взаимных обязательствах, но, к сожалению, ни для одной из созданных к настоящему времени ФПГ в завершеном виде такой документ еще не появился. ФПГ предоставлены как бы самим

себе, и для многих из них в связи с этим процесс становления и реализации намеченных инвестиционных проектов может затянуться.

Хотелось бы надеяться, что при подготовке новых законодательных актов, касающихся регламентации процессов создания и функционирования ФПГ, будут учтены недостатки первого этапа их развития. Выход на новый качественный уровень правовой базы формирования и организации деятельности ФПГ может быть обеспечен, если: будет предусмотрено существенное сокращение ограничений и запретов их создания; повысятся стимулы к созданию ФПГ и будет введена практика организации отношений ФПГ и государства на основе договора о партнерстве и взаимных обязательствах; определится механизм образования транснациональных ФПГ и в первую очередь — в рамках восстановления общего экономического пространства СНГ.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.114.42

АВТОМОБИЛИ-САМОСВАЛЫ ММЗ

Мытищинский машиностроительный завод, основанный в 1897 г., хорошо известен в России, СНГ и за рубежом как разработчик и изготовитель автомобилей-самосвалов, автоприцепов и вагонов метро (кстати, в 1992 г. на базе завода создано АО, получившее название "Метровагонмаш"). Главный партнер ММЗ еще с 1950-х годов — ЗИЛ: тогда в Мытищах начали выпускать седельные тягачи на базе ЗИС-150 и прицепы к ним, а позднее — почти все выпускавшиеся в стране самосвалы на зилевских шасси.

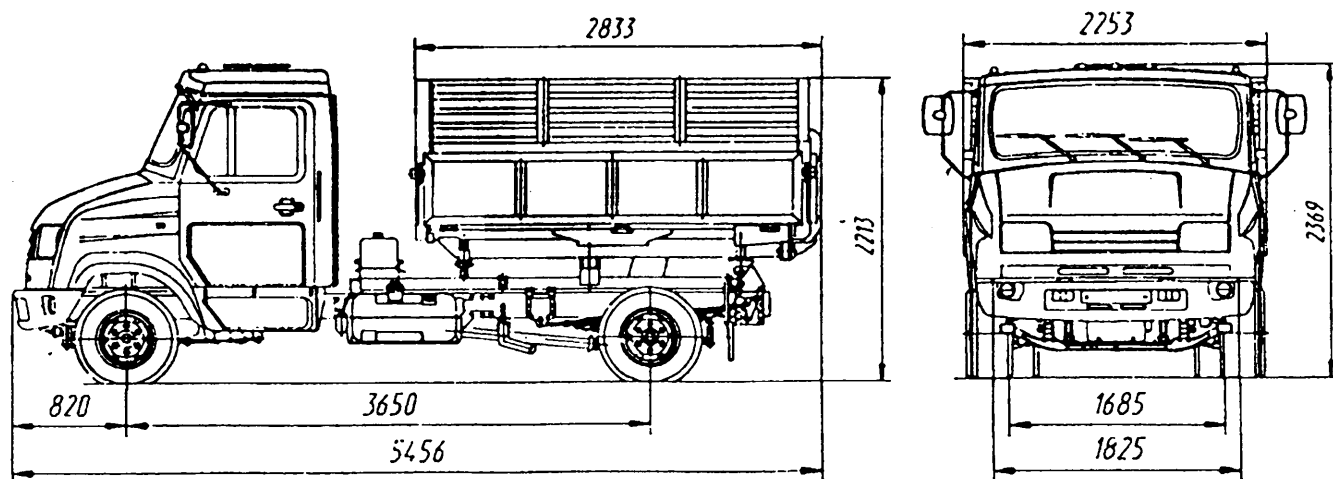
ММЗ остается верен своей самосвальной специализации и своему партнеру до сих пор. Сегодня завод готов предложить потребителю любую из более

чем десяти моделей и модификаций, выпускаемых серийно и на заказ (см. таблицу).

В первую очередь, это традиционные самосвалы на двухосных шасси ЗИЛ. Таких моделей несколько. Первая — ЗИЛ-ММЗ-4508 — самосвал с разгрузкой назад, предназначенный в основном для строительства. Особенность его кузова — скошенные нижние углы платформы, благодаря чему строительный раствор, асфальт, влажный песок или грунт не придется выковыривать лопатой или отбивать кувалдой.

Модель имеет четыре модификации, отличающиеся двигателем и соответственно некоторыми эксплуатационными показателями. Так, с дизелем ЗИЛ-645 мощностью 136 кВт (185 л. с.) автомобиль способен перевозить 5,5 т груза и имеет полную массу 11,8 т, а расход топлива — 21 л/100 км (при скорости 60 км/ч). С менее мощным дизелем ЗИЛ-0550 (97 кВт, или 132 л. с.) гру-

Параметр	Самосвалы ММЗ						
	4508	4506	4952	4516	4520	2502	1501
Колесная формула	4×2	4×2	4×2	6×4	6×4	4×2	4×4
Масса, т							
перевозимого груза	5,5–7,5	5,3–5,7	4,7–5,0	10	10	3	0,8
полная	11,815–13,985	11,2–11,725	11,2–12,21	18,6	18,6	6,350	2750
автомобиля							
Габаритные размеры, мм:							
длина	6370	6455	6300	7678	7350	5456	
ширина	2500	2500	2500	2500	2500	2253	
высота (с надставными бортами)	2810	2656 (3040)	2700	2659	2659	2369	
База, мм	3800	3800	3800	3800 + 1400	3800 + 1400	3650	2300
Объем грузовой платформы (с надставными бортами), м ³	3,8	6 (12,5)	8	7,6 (10,6)	7	3,0(6,5)	1,9(4,0)



зоподъемность и полная масса автомобиля те же, а расход топлива ниже (19,5 л/100 км). С дизелем ЗИЛ-6454 (мощность 147 кВт, или 200 л. с.) масса перевозимого груза существенно выше — 7,5 т, а полная масса — почти 14 т. Расход топлива у более мощной модификации также выше — 23,5 л/100 км.

Продолжается выпуск самосвала с бензиновым двигателем ЗИЛ-508.10 мощностью 110 кВт (150 л. с.). Эта модификация (ЗИЛ-ММЗ-45085), хотя расходует топлива больше, чем дизельные (28,3 л/100 км), имеет ряд преимуществ, главное из которых — хорошо освоенный водителями и ремонтниками, надежный и неприхотливый двигатель. Кроме того, с ним автомобиль легче: при полной массе 11,2 т грузоподъемность самосвала — 5,8 т.

Вторая двухосная модель — ЗИЛ-ММЗ-4506 сельскохозяйственного назначения, с трехсторонней разгрузкой и надставными бортами. Модификаций у нее тоже несколько. Так, ЗИЛ-ММЗ-45067 с дизелем ЗИЛ-645 перевозит до 5,3 т при полной массе 11,7 т, расход топлива — 19 л/100 км. Две другие модификации легче: при полной массе 11,2 т они способны перевозить по 5,7 т. У одной из них, ЗИЛ-ММЗ-45063 с тракторным дизелем Д-245.20 (мощностью 77 кВт, или 105 л. с.), выпускаемым Минским моторным заводом, расход топлива — 19,5 л/100 км, а у другой, ЗИЛ-ММЗ-45065 с бензиновым двигателем, — 28,3 л/100 км.

Третья из выпускаемых моделей на двухосном шасси — автомобиль специальный. Вместо обычного кузова на нем установлен контейнер, который при помощи погрузочного устройства, смонтированного на шасси, легко не только опрокинуть, но и снять. Предназначен автомобиль для нужд коммунального хозяйства (например, вывоз строительного мусора) и для машиностроительных предприятий (сбор стружки и т. п.).

ЗИЛ-ММЗ-4592 — новая конструкция. В отличие от предшественников автомобиль имеет габаритную ширину, не превышающую допустимую — 2500 мм, а значит, никаких специальных разрешений и дополнительной подготовки водителей не требуется. Этот автомобиль-самосвал со сменными кузовами новой

конструкции можно использовать в сельском хозяйстве, пищевой промышленности, на плодоовощных базах, предприятиях с непрерывным технологическим циклом и т. д.

У модели две модификации: ЗИЛ-ММЗ-49521 с дизелем ЗИЛ-645 (грузоподъемность 5 т, полная масса 12,2 т, расход топлива 19 л/100 км) и ЗИЛ-ММЗ-49525 с бензиновым двигателем (грузоподъемность 4,7 т, полная масса 11,2 т, расход топлива — 28,3 л/100 км).

Кроме двухосных моделей ММЗ в последние годы начал выпускать самосвалы на шасси ЗИЛ-133Д4 с колесной формулой 6х4. Таких моделей две: ЗИЛ-ММЗ-4516 с трехсторонней разгрузкой и надставными бортами, предназначенный для перевозки сельскохозяйственных грузов, и ЗИЛ-ММЗ-4520, кузов которого представляет собой увеличенный и усиленный кузов модели ЗИЛ-ММЗ-4508. Оба автомобиля комплектуются дизелем ЗИЛ-645 и расходуют 24,4 л на 100 км пробега.

Как известно, в последнее время особое внимание как потребителей, так и производителей приковано к малотоннажным грузовикам. Не остался в стороне и ММЗ. Здесь сконструирован самосвал ЗИЛ-ММЗ-2502 (см. рисунок) на шасси перспективного грузового автомобиля ЗИЛ малой грузоподъемности. Его кузов оборудован надставными бортами и может опрокидываться на любую из трех сторон. Над платформой может быть установлен тент, что заметно расширяет возможности автомобиля. Наиболее целесообразно малотоннажный самосвал использовать в городском коммунальном хозяйстве, где, как правило, приходится возить разнообразные грузы, но в небольших количествах.

В качестве силового агрегата на автомобиле использован минский дизель Д-245.20, развивающий мощность 77 кВт (105 л. с.) при 2200 мин⁻¹ и максимальный крутящий момент 334 Н·м (34,2 кгс·м) при 1400 мин⁻¹. Коробка передач — мод. ЗИЛ-130.

Наряду с трехтонным на заводе разработан и еще более легкий самосвал ММЗ-1501 на полноприводном шасси УАЗ-3303. Грузоподъемность этого самосвала — 800 кг, что, кстати, равно грузоподъемности

базового автомобиля и говорит о совершенстве (легкости) самосвальной “надстройки”.

Грузовая платформа ММЗ-1501 — металлическая прямобортная, с тремя открывающимися бортами и разгрузкой назад. Ее можно оборудовать тентом, что делает этот автомобиль, как и трехтонный самосвал, универсальным. И все же сфера его применения скорее ближе к фермерскому хозяйству.

Основной недостаток конструкции — бензиновый двигатель. Расход топлива составляет 18,9 л/100 км, что сопоставимо с показателями трех- и даже пяти-тонных дизельных самосвалов. Но пока изготовителю шасси вместо бензинового двигателя предложить нечего. Зато ММЗ-1501 обладает одним ценным и даже

уникальным для самосвала качеством — высокой проходимостью.

Кроме перечисленных моделей и модификаций ММЗ может предложить потребителю любые комплектации и исполнения для различных климатических условий, а также модификации, работающие на сжиженном газе. Нет препятствий и для освоения выпуска газодизельных модификаций (при наличии спроса, разумеется).

Как видим, сегодняшняя гамма выпускаемой заводом продукции в несколько раз шире прежней, и это, конечно, внушает оптимизм: значит, конструкторский и производственный потенциал завода, несмотря на сложность переживаемого периода, достаточно высок.

Р. В. Козырев

ПРОЧНОСТЬ — ВАЖНЕЙШИЙ ИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АТС

Журнал неоднократно помещал статьи на тему “Прочность автомобильных узлов и деталей”. И это понятно: от данного показателя зависят многие показатели автотранспортных средств. В том числе такие, как надежность в эксплуатации, безопасность, ресурс, материалоемкость и т. д. Мы постоянно обращаемся к теме еще и потому, что наши публикации дают возможность специалистам набирать статистику, основанную на опыте автозаводов и эксплуатации, необходимую для создания крайне важного для отрасли документа — норм прочности. Ведь современный автомобиль по своей “подвижности” уже достиг уровня авиации 1930-х годов. А максимальные скорости автомобилей очень близки к посадочным скоростям самолетов нынешних. Между тем “Нормы прочности” у авиационных конструкторов — настольная книга, у автомобилестроителей же такой книги нет. К чему это ведет, всем ясно.

УДК 629.114.4:629.014.2

Несущие системы грузовых автомобилей

Х. А. ФАСХИЕВ
АО “КамАЗ”

Несущая система автомобилей, предназначенная для установки узлов и агрегатов, — наиболее тяжело нагруженная из систем. Поэтому к ней, с точки зрения прочности, предъявляются особо высокие требования. В частности, она должна обладать высокими крутильной и изгибной жесткостью; статическим запасом прочности, обеспечивающим отсутствие пластических деформаций даже при экстремальных случаях нагружения; усталостной долговечностью, соответствующей ресурсу автомобиля до списания; равнопрочностью деталей и минимальной материалоемкостью; технологичностью изготовления деталей и их сборки в узлы.

Создать конструкцию несущей системы, полностью соответствующую данным требованиям, на этапе проектирования очень сложно. Прежде всего потому, что конструктор, как правило, располагает лишь сведениями о среднестатистических эксплуатационных нагрузках, действующих на серийные автомобили данного класса, или, в лучшем случае, на автомобили-аналоги проектируемому. Кроме того, нет у него и надежной методики расчетной оценки прочности пространственных рамных конструкций, элементы которых соединены заклепками или сваркой. Правда, в последние годы начали широко применять метод конечных элементов. Но его основа — стер-

жевая модель рамы. Хотя она и дает возможность оценить наиболее нагруженные участки рам, но по ним невозможно определить наиболее напряженно-деформированные точки детали, в которых именно и образуются трещины. Кроме того, расчеты при проектировании пригодны только для сравнительной оценки конструкций различных вариантов, так как расчеты по ней (впрочем, как и по другим методикам) выполняются фактически по статическим нагрузкам. А ведь несущая система в эксплуатации подвергается не столько статическому, сколько циклическому нагружению, при котором, во-первых, кроме статических действуют и инерционные нагрузки, порой превышающие все остальные нагрузки, во-вторых, напряжения по длине рам перераспределяются. То есть напряженно-деформированные состояния при статическом и динамическом нагружении не совпадают. И, как давно установлено при стендовых исследованиях несущих систем автомобилей КамАЗ, несовпадение это очень большое. Так что если говорить строго, то расчеты в рассматриваемом случае — это, прежде всего, средство для более или менее точной “прикидки” проектируемой конструкции, а также достаточно точное средство ее сравнения с серийными конструкциями-аналогами. Третьего не дано. Поэтому на КамАЗе считают: разработав опытную конструкцию, ее нужно доводить в стендовых условиях, имитирующих эксплуатационный характер нагружения, т. е. подвергая кручению, вертикальному и горизонтальному изгибу.

Для того чтобы это сделать, нужно иметь соответствующее испытательное оборудование. Оно — исследовательско-испытательный комплекс — на КамАЗе есть. В его составе — измерительно-расчетная аппаратура и дорожный имитатор, созданный на базе четырехточечного сервогидравлического стенда MTS-966.11 (США), схема которого показана на рис. 1.

Основной элемент несущей схемы — рама 1 автомобиля. Через ось балансира 4 задней подвески она сферическими шарнирами 5 прикреплена к основанию стенда. На раме установлены кабина 2, платформа 3 с балластом, двигатель со сцеплением и коробкой передач, топливный бак, ящик с аккумуляторными батареями. Передняя подвеска автомобиля 6 жестко крепится к нагрузочной балке 7, которая, в свою очередь, через сферические опоры 8 опирается на два «плавающих» гидроцилиндра 9, удерживающих раму от сползания со стенда, а концами — на сервогидравлические цилиндры 10, соединенные с основанием стенда шарнирно. Эти гидроцилиндры работают синфазно, закручивая раму относительно продольной ее оси, проходящей через центры сферических опор гидроцилиндров 9, т. е. происходит внецентренное кручение рамы, вызывающее ее изгиб в горизонтальной плоскости, наблюдаемый в эксплуатации при поворотах автомобиля. Вертикальный изгиб обеспечивается массой агрегатов автомобиля и балласта.

Гидроцилиндры могут работать как в статическом, так и в циклическом режимах. Причем в последнем случае силы инерции боковых смещений агрегатов создают дополнительный горизонтальный изгибающий момент, воздействием которого и объясняется перераспределение напряжений при динамическом нагружении.

Таким образом, несущая система на стенде одновременно подвергается всем тем нагрузкам, которые действуют на нее в эксплуатации.

На дорожном имитаторе опытная несущая система в первую очередь оценивается по жесткости. Рама при этом в статическом режиме закручивается на угол $3\text{--}5^\circ$ (его величина измеряется оптическим квадрантом КО-30). Крутящий момент определяется по показаниям силовых датчиков гидроцилиндров. Результаты измерения сравниваются с данными, полученными на аналогичных конструкциях (см. табл. 1), которые играют роль ориентировочных норм прочности.

Из таблицы видно, что жесткость несущих систем автомобилей общетранспортного назначения находится в пределах $4,2\text{--}5,5 \text{ кН}\cdot\text{м}/\text{град}$. ($428\text{--}560 \text{ кгс}\cdot\text{м}/\text{град}$), а у самосвалов — $5,90\text{--}7,69 \text{ кН}\cdot\text{м}/\text{град}$ ($600\text{--}780 \text{ кгс}\cdot\text{м}/\text{град}$). Надрамник, если его применить, повышает крутильную жесткость в среднем на $50\text{--}70\%$ (в зависимости от его конструкции и способа крепления).

По жесткостным требованиям на раме очень четко выделяются три характерные зоны (рис. 2). Это зона I крепления кронштейнов передней подвески и силового агрегата, зона II — средняя часть рамы и зона III крепления кронштейнов задней подвески.

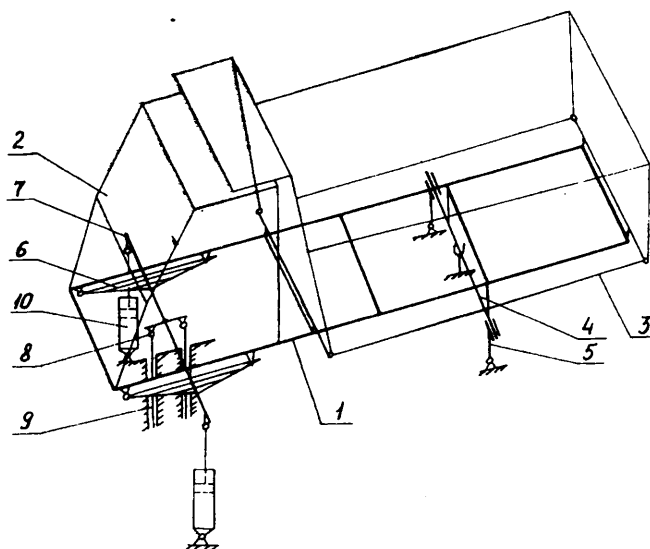


Рис. 1

Кронштейны, располагающиеся в зонах I и III, обладают высокой жесткостью, на большинстве автомобилей, как правило, превосходящей жесткость рамы. Это ведет к значительным локальным деформациям в зоне закрепления кронштейнов и образованию усталостных трещин при циклическом нагружении автомобиля. Поэтому данные участки рамы желательно выполнять такими, чтобы жесткости деталей уравнились. Задача решается с помощью накладок, закрепляемых к вертикальной стенке лонжеронов или выполнением нежестких участков рамы закрытыми. При этом необходимо придерживаться правила: на полках лонжеронов, особенно на нижней, число отверстий нужно сводить к минимуму, а сами отверстия располагать ближе к вертикальной стенке лонжерона.

Зона II, наоборот, должна быть сравнительно податливой, что позволяет при оптимальной материалоемкости выравнять нагрузки на переднюю и заднюю подвеску, разгружать элементы подвесок от перегрузок. Зона III, как и зона I, должна быть жесткой, так как в этой зоне крепятся кронштейны задней подвески.

Статические испытания несущей системы на этапе доводки проводятся с целью выявления максималь-

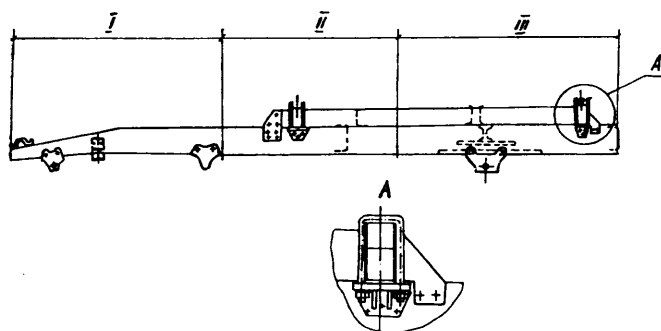


Рис. 2

Таблица 1

Автомобиль		Крутильная жесткость, кН · м/град. (кгс · м/град.)
модель	тип	
КамАЗ-55111	Самосвал	7,64 (779)
“Магirus-Дойц 290D”	То же	7,69 (784)
МАЗ-503А	» »	5,90 (601)
КамАЗ-55112	» »	7,02 (715)
КамАЗ-55105	» »	5,74 (585)
КамАЗ-Э55105	» »	5,36 (546)
КрАЗ-251	Бортовой	4,28 (436)
КамАЗ-5320	То же	5,56 (567)
КамАЗ-6320	» »	4,20 (428)
КамАЗ-6350	» »	4,31 (439)
“Урал-375Д”	» »	3,48 (354)
“Урал-4320”	» »	4,02 (410)
КамАЗ-6423	Лесовоз	10,99 (1120)

ных напряжений при экстремальном нагружении автомобиля, а именно: закручивание рамы при наезде диагонально расположенных колес на препятствия, высота которых может достигать 230 мм, а угол закручивания рамы — 5°. Поэтому на стенде напряжения на несущей системе измеряют при закручивании рамы на угол 5°. Затем определяют статический запас прочности, т. е. отношение предела текучести материала к действующим напряжениям, в наиболее напряженных точках рамы. Эти запасы для некоторых моделей автомобилей приведены в табл. 2.

Как видно из таблицы, статические запасы прочности у большинства моделей автомобилей КамАЗ достаточно большие, а порой — даже излишние. И только в зоне отбойника среднего моста автомобиля КамАЗ-55111 запас не превышает 1,29. Но характерно, что при эксплуатации этого автомобиля статических разрушений или пластических деформаций рам не наблюдалось. Отсюда следует: для несущих систем при экстремальном их нагружении статический запас прочности, равный 1,2, вполне достаточен. Тем более что опыт показывает: запас прочности, меньший единицы, в отдельных точках неоднородно напряженно-деформированных деталей, изготовленных из пластических материалов, даже желателен. Во-первых, пластическое де-

формирование локальных зон не приводит к изменению формы детали, во-вторых, в пластически деформированных зонах, которые чаще расположены возле концентраторов напряжений, рост трещин при циклическом нагружении замедляется (кстати, именно поэтому в некоторых конструкциях зоны возможного зарождения трещин подвергают предварительному пластическому деформированию).

Испытания на статическую прочность, конечно, нужное дело. В противном случае забота об экономии металла могла бы привести к чрезмерному ослаблению рамы. Однако разрушения деталей несущей системы в эксплуатации чаще всего имеют не статический, а усталостный характер. Поэтому именно испытания на циклическое нагружение и стали на КамАЗе основой определения пригодности несущей системы для комплектации вновь создаваемого автомобиля. Для циклических испытаний несущих систем используется дорожный имитатор (см. рис. 1).

Напряжения при динамическом нагружении анализируются с помощью второго исследовательского комплекса (рис. 3). От предыдущего он отличается лишь оборудованием, в состав которого входят шестиканальный тензоусилитель KWS-6A-5 и анализатор SW-160, оснащенный принтером RQ-211.

Тензодатчики (их шесть) устанавливают в наиболее напряженных точках рамы, выявленных расчетом, по статистике или результатам исследований рам-аналогов. Анализатор схематизирует нагрузочный процесс для этих точек, рассчитывает суммарные часовые повреждения и усталостную долговечность. Причем расчеты ведутся в реальном времени, т. е. их результаты выводятся на экран одновременно с измерением. Повреждения и долговечность рассчитываются по линейной гипотезе суммирования усталостных повреждений Пальмгрена—Майнера по кривым усталости, полученным расчетным путем для зон наклейки тензодатчиков и введенным в память классификатора.

Режим нагружения несущей системы на стенде задается регулировкой амплитудно-частотных характеристик сервогидравлических цилиндров 10 (см. рис. 2). При этом эффективную частоту нагружения несущей системы, при достижении которой изгибающий момент в горизонтальной плоскости от сил инерции боковой качки масс достигает максимального значения,

Таблица 2

Расположение опасного сечения	Запас прочности на автомобиле				
	КамАЗ-55105	КамАЗ-55111	КамАЗ-6423	“Магirus-Дойц 290D 26K”	КамАЗ-53212
За передним кронштейном передней рессоры	10,80/2,01	3,71	25/2,31	11,46	10,1
Сечение над осью передних колес	4,81/4,00	5,78	5,06/16	7,88	28
За задним кронштейном передней рессоры	7,54/3,10	2,71	1,57/4,04	4,44	1,69
В зоне установки поперечины № 3	12,3/1,32	4,33	3,75/11,05	5,98	9,3
В зоне отбойника среднего моста	4,56/1,68	1,29	2,33/1,78	3,86	4,7
Примечание. В числителе — статические, в знаменателе — динамические запасы прочности.					

определяют визуально. (Для несущих систем автомобилей КамАЗ она находится в пределах 1,4—1,7 Гц.) При этом учитывается, что отклонение частоты нагружения от эффективной даже на 0,1 Гц резко (в несколько раз) снижает напряжения в элементах рамы. (Это объясняется тем, что при низкой частоте боковое ускорение масс уменьшается и, следовательно, поперечная сила инерции, действующая на раму, снижается; при большой частоте нагружения деформируются только рессоры передней подвески, а несущая система не успевает отклоняться в поперечном направлении, т. е. боковая качка уменьшается, что тоже приводит к снижению поперечных сил инерции.)

При измерениях размах колебаний гидроцилиндров 10 обычно составляет 75—125 мм (его величина тоже подбирается в ходе визуального определения эффективной частоты нагружения), но влияние амплитуды хода гидроцилиндров на напряженно-деформированное состояние несущей системы значительно меньше, чем частоты нагружения.

Испытания на стенде ведутся до потери рамой несущей способности, т. е. снижения ее крутильной жесткости более чем на 15 % или образования и роста трещины на лонжероне более чем на треть его сечения.

Результаты измерения напряженно-деформированного состояния при циклическом нагружении оцениваются с двух точек зрения. Во-первых, опытная несущая система сравнивается с серийными аналогами (для этого тензодатчики на опытных и серийных рамах клеятся в одних и тех же точках). Во-вторых, сравнением суммарных повреждений за 1 ч испытаний на стенде с суммарными повреждениями в этой же точке несущей системы в условиях полигона или эксплуатации выявляется эквивалентный пробег, и по долговечности несущей системы на стенде рассчитывается эксплуатационный ресурс.

Рассмотренная методика испытаний дает возможность оптимизировать конструкцию несущей системы, по существу, уже в ходе самих испытаний. Например, изменять местоположение или способ закрепления поперечин рамы, надрамника, вносить дополнительные накладные на наиболее напряженные зоны лонжеронов и т. п. Также позволяет определить, как на долговечность несущей системы влияет степень нагруженности автомобиля. Это очень важно для уточнения эксплуатационного ресурса, так как 30—50 % пробега автомобиль совершает без груза или не полностью загруженным.

Рассмотренные комплекс и методика доводки несущих систем были впервые применены при проектировании автомобиля КамАЗ-55105 (полноприводный самосвал сельскохозяйственного назначения грузоподъемностью 17 т, оборудованный системой двухсторонней разгрузки).

В первом варианте его несущей системы надрамник к раме в передней части прикреплялся стяжными болтами и стремянками. Это, как показали стендовые испытания, не обеспечивает достаточную жесткость системы: горизонтальные силы инерции смещают надрамник относительно рамы, а стяжные болты и стремянки не только не препятствуют этому

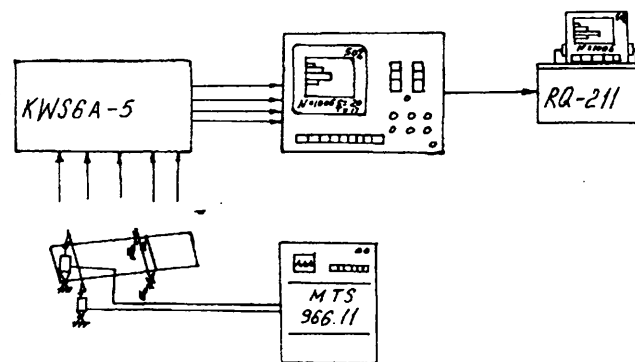


Рис. 3.

смещению, но вытягиваются сами, ослабляя крепление надрамника к раме. Поэтому напряжения в элементах несущей системы возрастают.

Во втором варианте переднюю часть надрамника удлинили на 580 мм и соединили его с рамой жесткими соединительными пластинами (см. рис. 2). Это позволило повысить долговечность рамы в наиболее напряженных ее зонах: в зоне закрепления поперечины № 3 к лонжерону — в 1,4 раза, а в зоне установки переднего кронштейна передней подвески — в 4 раза. Так, если при первом варианте трещина в лонжероне в зоне установки поперечины № 3 рамы образовывалась при наработке 56 тыс. циклов нагружения и потеря несущей способности произошла при 80 тыс. циклов, то у рамы второго варианта трещина появилась после 240 тыс. циклов, до окончания испытания (300 тыс. циклов) потери несущей способности рамы не произошло. (Данная долговечность эквивалентна пробегу в эксплуатации 540 тыс. км.)

КамАЗы — мощные автомобили, поэтому их в эксплуатации нередко перегружают. Это опасно. Так, в ходе испытаний установлено: при отсутствии груза в платформе напряжения в элементах несущей системы уменьшаются в 1,8—2 раза, а долговечность ее деталей возрастает на 2—3 порядка. Очевидно, что перегруз дает тот же эффект, но, естественно, с обратным знаком.

Таким образом, у второго варианта рамы в зоне установки поперечины № 3 динамический запас прочности для лонжерона рамы составил 1,32, а в зоне отбойника среднего моста — 1,68 (см. табл. 2). Эти данные позволяют сделать вывод: динамический запас прочности при испытаниях несущих систем на эффективной частоте не должен быть менее 1,2. При выполнении этого условия трещина на раме появляется после наработки не менее 240 тыс. циклов нагружения, что эквивалентно ресурсу автомобилей семейства КамАЗ до списания.

Как видим, камазовский расчетно-экспериментальный комплекс доводки несущих систем действительно позволяет проектировать высоконадежные конструкции несущих систем с минимальными затратами времени и средств. Причем проектировать так, что сводит претензии эксплуатации к качеству этих систем к минимуму.

Автобус ПАЗ-3205. Основание кузова

Б. К. КУЗНЕЦОВ, Н. Б. СОФОНОВ
АО "Павловский автобус"

У метода конечных элементов есть и союзники, есть и противники. Все зависит от точки зрения, а вернее, места и целей его применения. Так, в случае расчета, скажем, рамы автомобиля, о чем идет речь в одной из статей данной подборки, он, действительно, не дает абсолютно точных результатов (впрочем, как и всякий другой метод). Но есть множество случаев, где он просто незаменим. Уже хотя бы потому, что он инвариантен по отношению к геометрии и материалу конструкции, с его помощью легко учесть взаимодействие конструкции с внешней средой, он дает возможность с той или иной степенью точности и достоверности решать многие практические задачи. В том числе выполнять расчетные исследования напряженно-деформированного состояния АТС.

Как это делается и что дает, рассмотрим на примере грузопассажирской модификации автобуса ПАЗ-3205, широко используемой в заводском производственном процессе для перевозки различных грузов и комплектующих.

Цель проводимого исследования специалисты поставили такую: оценить прочность элементов каркаса кузова (в частности, основания) данного варианта автобуса ПАЗ при изгибе и кручении и влияние отдельных элементов и характерных конструктивных решений на напряженно-деформированное состояние кузова в целом. Ставилась она по вполне очевидным соображениям: модификация имеет не только пассажирский салон, рассчитанный на перевозку трех-пяти человек, но и участок основания, предназначенный для установки грузовой платформы. Причем все силовые элементы конструкции унифицированы с элементами чисто пассажирского варианта ПАЗ-3205. Поэтому предсказать, как они поведут себя в эксплуатации, было трудно.

Исследования проводили на базе программного комплекса GIFTS, которым располагает АО "Павловский автобус". Перед их началом были разработаны расчетная схема и МКЭ-модель. При моделировании каркаса кузова за конечные элементы принимались элементы балки с шестью степенями свободы в узле. Узлы располагали в местах расположения агрегатов, соединения различных элементов каркаса, изменения их сечений и т. д. Всего в схеме (в нее кроме собственного кузова вошли обе подвески и оба моста) получилось более 250 элементов, соединенных в 180 узловых точках (конечно-элементная модель приведена на рис. 1).

Статическая нагрузка прикладывалась согласно распределению масс на данном варианте автобуса в узлах модели для всех основных агрегатов шасси; нагрузка от водителя и пассажиров — в узлах основания кузова, равномерно, согласно планировке пассажирского салона; нагрузка от массы кузова, определяемая данными о размерах сечений, элементов и плотности используемого материала, — к каркасу ку-

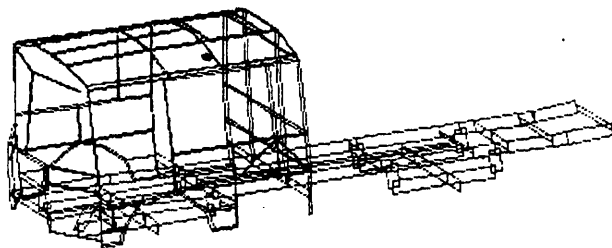


Рис. 1

зова; нагрузка от перевозимого груза, суммарная величина которой (4000 кг) выбиралась из условия соблюдения развесовки по осям базовой модели, — в местах соединения грузовой платформы с лонжеронами основания. Рессоры моделировались стержневыми конечными элементами, а способ закрепления рессор к основанию моделировался с использованием процедур программного комплекса.

Расчеты выполнялись для двух видов нагружения: изгиба в вертикальной плоскости от приложения подрессорной массы и кручения (до полного вывешивания одного из колес).

На первом этапе исследований в расчетную схему не включался каркас грузовой платформы, вследствие чего нагрузка от перевозимого груза прикладывалась непосредственно к элементам основания.

Как показали расчеты, при изгибе элементы основания в зоне расположения грузовой платформы загружены практически равномерно. Максимальные величины напряжений, хотя и значительны (около 60 МПа, или 600 кгс/см²), но не превышают допускаемых.

При кручении картина, по сравнению с пассажирским ПАЗ-3105, существенно меняется. Наиболее нагруженными оказываются элементы основания и каркаса кузова в зоне расположения пассажирского салона. Причем в случае кручения влево перегружены вторая и третья левые консоли и участок переднего левого лонжерона между первой и третьей поперечинами основания (максимальные напряжения достигают 160—190 МПа, или 1600—1900 кгс/см²), при кручении вправо некоторые участки правого переднего лонжерона и правые консоли, хотя и сильно нагружены, но напряжения в них (110—120 МПа, или 1100—1200 кгс/см²) не превышают предельно допустимых для данной марки стали.

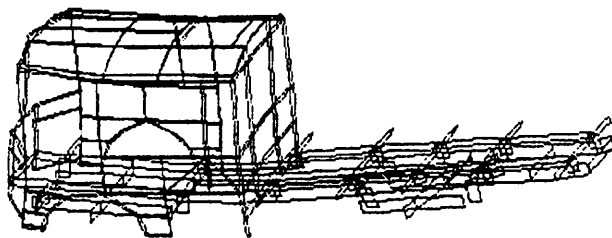


Рис. 2

Как видим, разница в напряжениях существенная. Объясняется она планировкой пассажирского салона и расположением некоторых элементов шасси (топливный бак, аккумуляторная батарея, пневмоаппаратура и т. д.) по левой боковине автобуса.

Для обоих случаев кручения (влево и вправо) элементы основания в зоне установки грузовой платформы нагружены практически равномерно. Максимальные напряжения на данных участках не превышают величины 85 МПа (850 кгс/см²), что значительно меньше предельно допускаемых.

Почти все элементы каркаса пассажирского салона как при изгибе, так и при кручении испытывают действие значительных (до 50 МПа, или 500 кгс/см²) напряжений, но их величины опять-таки не превышают предельно допускаемых для стали 20. Исключение составляют лишь участки среднего и подоконного поясов в зоне третьей (ограничивающей пассажирский салон по длине) стойки левой боковины и сама стойка: здесь максимальные напряжения превышают предельно допускаемые на 20—25 %. Превышение, правда, несколько меньшее отмечено и в некоторых элементах каркаса крыши.

Таковы результаты расчета без учета каркаса грузовой платформы. А она, безусловно, должна как-то перераспределить напряжения. Что и подтвердилось (рис. 2). Изменилось напряженно-деформированное состояние не только каркаса основания, но и каркаса кузова в целом. Элементы основания в зоне установки грузовой платформы стали более нагруженными, вследствие чего несколько разгрузились элементы

каркаса пассажирского салона. Так, при изгибе величины максимальных напряжений в элементах основания возросли на 30 % (до 78 МПа, или 780 кгс/см²), а при кручении (как вправо, так и влево) — более чем на 40 % (до 125 МПа, или 1250 кгс/см²). Тем не менее максимальные напряжения в ранее перегруженных элементах каркаса кузова хотя и значительные, но не превышают предельно допустимых. Исключение составляет третья левая консоль, величины максимальных напряжений в которой при кручении несколько превышают предельно допустимые.

Расчетные исследования несущей системы грузопассажирского варианта автобуса ПА3-3205 позволяют сделать следующие выводы.

1. В целом исследуемая конструкция работоспособна, но напряжения в ее элементах как при изгибе, так и при кручении выше, чем в аналогичных элементах базовой модели.

2. Схема приложения полезной нагрузки на элементы основания во многом определяет напряженно-деформированное состояние данного варианта автобуса.

3. Планировка пассажирского салона и размещение некоторых агрегатов шасси способствуют неравномерному распределению напряжений между элементами каркаса пассажирского салона, вследствие чего левая боковина оказывается перегруженной.

4. Изменение планировки пассажирского салона и расположения некоторых агрегатов шасси позволяет резко повысить ресурс данной модификации автобуса.

РЕЗЕРВЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ЕЩЕ НЕ ИСЧЕРПАНЫ

Автомобилу исполнилось 100 лет. Не многим меньше и возраст применяемых для привода его колес механических трансмиссий. Казалось бы, они доведены до полного совершенства. Однако работы по их развитию продолжаются. Причем как в теоретическом, так и в практическом планах. И одно из доказательств тому — предлагаемые вниманию читателей статьи.

УДК 629.114.6.62-235;621.85

Преобразование крутящего момента двигателя в трансмиссиях легковых автомобилей

А. Э. ЮРЦ
Владимирский ГТУ

На первый взгляд, названная тема кажется надуманной: давно известно, что крутящий момент двигателя передается на ведущие колеса транспортного средства с помощью трансмиссии, состоящей из переменного (коробка передач) и постоянного (главная передача) редукторов. Но это лишь на первый взгляд. На практике же конструкторских решений в отношении преобразования крутящего момента существует великое множество. И тому, кто занят созданием новых трансмиссий, хотелось бы, естественно, знать мотивированность этих решений.

В частности, мотивированность выбора силового диапазона коробки передач, числа передач, постро-

ения рядов передаточных чисел, соотношения между постоянной и переменной редукциями и др. Помочь в этом могут приводимые ниже результаты анализа параметров 60 европейских и японских легковых автомобилей различных классов, на которых применены механические коробки передач.

Начнем с силового диапазона коробок передач. Он, как известно, есть произведение отношения передаточных чисел первой и высшей передач и отношения произведения максимальной скорости автомобиля и его максимального динамического фактора к удельной мощности двигателя. Отсюда следует, что при высокой удельной мощности двигателя (а у легковых автомобилей она составляет 0,03—0,14 кВт/кг, или 0,04—0,14 л. с./кг) можно применять коробки с малым числом передач. Однако на современных легковых автомобилях фактические силовые диапазоны превышают расчетные величины в 2—2,5 раза. Цель — улучшить показатели разгона автомобиля. Например, удельная мощность японских автомобилей “Тойота” равна 54—78, “Мазда” и “Дайхацу” — 39—

73, "Хонда" — 44—74, "Ниссан" — 51—105; немецких "Мерседес-Бенц" — 81—95, "Ауди" — 50—75, БМВ и французских автомобилей — 45—100, "Порше" — 109 и гоночного итальянского Феррари — 133 Вт/кг (или соответственно 0,073—0,105; 0,53—0,099; 0,054—0,01; 0,069—0,143; 0,11—0,129; 0,067—0,102; 0,061—0,136; 0,148, 0,369 л. с./кг). На всех перечисленных автомобилях применяют, как правило, пятиступенчатые коробки передач с силовыми диапазонами 4—5. Причем диапазоны расширены как за счет высоких передаточных чисел первых передач (3—4), так и повышающих высших (с передаточными числами, равными 0,73—0,9).

При определении способа построения рядов передаточных чисел штатных коробок передач они сравнивались с рассчитанными по гармоническому и геометрическому рядам. И вот что установлено.

На большей части европейских и японских автомобилей передаточные числа механических коробок передач соответствуют гармоническому ряду, обеспечивающему равномерную разбивку шкалы частоты вращения коленчатого вала и мощности двигателя. Незначительная (2—3 %) разница рассчитанных по гармоническому ряду и штатных передаточных чисел объясняется компоновочными соображениями — согласованием чисел зубьев шестерен и межосевых расстояний валов коробок передач. Но на ряде японских, немецких и итальянских автомобилей ("Мерседес-Бенц", "Мазда", "ФИАТ Темпра" и др.) передаточные числа промежуточных передач представляют собой средние арифметические значения гармонического и геометрического рядов. Разновидность такого варианта — применение для третьей и четвертой или только для четвертой передачи расчетного значения гармонического ряда ("Мерседес-Бенц Эвольюшн", "Мерседес-Бенц-300 Е", "Фольксваген Гольф").

Японская фирма "Исудзу" строит коробки передач, близкие к гармоническому ряду, применяя одни и те же коробки и главные передачи на автомобилях с удельной мощностью 46,5, 49,5, 59 и 74 Вт/кг (0,063; 0,067; 0,03; 0,1 л. с./кг), что вызывает сомнения в желании этой фирмы оптимизировать трансмиссии выпускаемых ею автомобилей.

Преобладающее применение гармонического ряда с некоторым увеличением передаточных чисел второй и третьей передачи, очевидно, свидетельствует о проведении работы по согласованию характеристик двигателя с параметрами трансмиссии ("Мицубиси Галант", "Пежо-605", "Рено-25").

Сложный набор передаточных чисел у пятиступенчатой коробки передач автомобиля "Ауди-80-16": вторая передача — среднее арифметическое значение двух рядов, третья — гармонический ряд, четвертая — чисто геометрический ряд от четырехступенчатой коробки передач.

В процессе оптимизации трансмиссии появляются и неожиданные сочетания передаточных чисел. Например, автомобиль "Хонда Аккорд" оснащен четырехступенчатой коробкой передач, рассчитанной по квазигармоническому ряду, как у пятиступенчатой,

но с исключением расчетного значения третьей передачи.

Коробки передач автомобилей "Вольво-740", "Ситроен-СХ-22/20", "Мазда-323 Турбо" рассчитаны как четырехступенчатые по гармоническому ряду, но с увеличением расчетных значений на 4—7 %, а пятые передачи добавлены для согласования максимальной скорости автомобиля с частотой вращения коленчатого вала двигателя.

Результаты анализа, кроме того, свидетельствуют, что геометрический ряд передаточных чисел коробок передач, так сказать, в чистом виде на рассматриваемых европейских и японских автомобилях не применяется.

Далее. Как показывает практика оптимизации трансмиссии, очень важный ее "объект" — соотношение постоянной и переменной редукции, т. е. отношение передаточных чисел главной и первой передач. В частности, для каждой модели автомобиля существует строго определенное значение этого соотношения, при котором достигаются наилучшие показатели динамичности и экономичности. И если считать, что фирмы исходят именно из этой посылки, то оказывается, что на европейских автомобилях такой оптимум близок к единице, на японских доходит до 1,5 (например, на автомобилях "Хонда" соотношение редукции лежит в диапазоне 1,29—1,66, "Тойота" — 0,99—1,26, "Дайхацу" — 0,98—1,5). У высокоскоростных (максимальная скорость до 250 км/ч) автомобилей "Мерседес-Бенц" оно, наоборот, значительно меньше единицы (0,75—0,79).

Крутящий момент двигателя максимально увеличивается в трансмиссии на первой передаче. Поэтому рассматриваемые автомобили оценивались как по максимальной (произведение передаточных чисел первой и главной передачи), так и по минимальной (произведение передаточных чисел высшей и главной передачи) редукциям. Установлено, что на английских и итальянских автомобилях максимальная редукция составляет в среднем 13, на японских, французских и немецких — 14. Исключение — автомобили БМВ: у них максимальная редукция равна 16.

Минимальная же редукция на большинстве рассматриваемых автомобилей находится в пределах 2,3—5,3 (Япония) и 3—3,5 (Европа).

Рассматривая необходимость максимальной редукции как возможность создания заданной максимальной тяговой силы на колесах автомобиля при его трогании с места, легко заметить, что эта редукция в определенной степени связана с отношением радиуса колеса к радиусу кривошипа коленчатого вала двигателя.

Например, на автомобиле "Мазда Кэрл" максимальная редукция должна быть равной 20, но за счет этого соотношения уменьшена в 8 раз; на автомобиле "Мазда 323" — соответственно 14 и 8, на "Тойоте Старлет" — 12,5 и 8.

Таким образом, при неизменном максимальном моменте двигателя можно, увеличив его длинноходность и уменьшив радиус колеса, уменьшить макси-

мальную редукцию трансмиссии и тем самым — ее габаритные размеры и массу.

Давно замечено, что приемистость автомобилей с длинноходными двигателями лучше, чем с короткоходными. Поэтому у многих современных автомобильных двигателей отношение хода поршня к диаметру цилиндра больше единицы. Например, у “Ягуара” оно равно 1,12; “Ниссан” — 1,16 и 1,19; “Дайхацу” — 1,15; “Ауди” — 1,18 и 1,20; “Лейланд” — 1,26; “Неоплан” — 1,36; “Субару” — 1,37.

Как видим, решения, принимаемые фирмами по трансмиссиям, не столь разнообразны, как может показаться, если ориентироваться на многообразие моделей и модификаций легковых автомобилей. Скорее наоборот: решений не так уж и много. Причем все они располагаются в довольно узких диапазонах. А это позволяет судить о закономерностях развития трансмиссий.

УДК 621.43.031/.032;621.43.038.5/6

ТНВД и нагруженность трансмиссии дизельного автомобиля

Канд. техн. наук Б. М. ТВЕРСКОВ
Курганский машиностроительный институт

Нагруженность трансмиссии автомобиля зависит от величины передаваемого крутящего момента и его колебаний. Особенно опасны резонансы колебаний. Для их исключения или “увода” в зону нерабочих частот между двигателем и трансмиссией устанавливают демпфер, содержащий упругий и фрикционный элементы, а также подбирают соответствующим образом жесткости и массы деталей трансмиссии. Однако опыт показывает, что на отдельных экземплярах вполне доведенных моделей автомобилей резонансы колебаний трансмиссии все-таки наблюдаются. В случае дизельного автомобиля причина здесь одна — неравномерная работа топливного насоса высокого давления. Дело в том, что крутильные колебания трансмиссии (а они всегда есть) передаются на коленчатый вал двигателя и далее — на привод рейки ТНВД. Рейка колеблется, изменяя подачу топлива в цилиндры с частотой этих колебаний. В итоге — резонанс с колебаниями трансмиссии.

С такими явлениями пришлось столкнуться, например, после установки двигателя ЯМЗ-84011 на четырехосном тягаче МАЗ-537, получившем после модернизации индекс КЗКТ-7428: здесь тяга управления подачей топлива и рычаг на ТНВД при появлении резонансов совершают колебательные движения в пределах половины своего рабочего хода, а частота колебаний рейки совпадает с частотой стуков в двигателе. Причем эти явления устойчиво повторялись при движении тягача накатом и заблокированном гидротрансформаторе. С увеличением подачи топлива или при выключении блокировки гидротрансформатора они исчезали. Но так как КЗКТ-7428 передвигается, в основном, при заблокированном гидротрансформаторе, а свободное качение под уклон занимает существенную часть проходимого этим

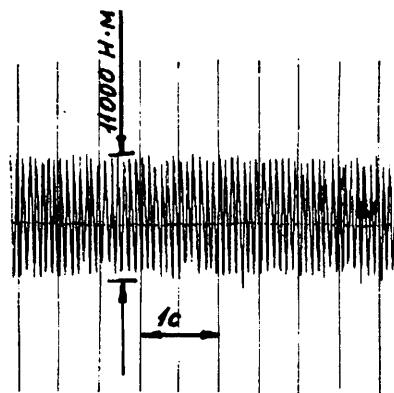


Рис. 1

автомобилем пути, стуки в двигателе и его тряска доставляют водителям большие неудобства, да и на надежности автомобиля сказываются. Ведь измерения показали, что положительные амплитуды крутящего момента в дотрансформаторной зоне трансмиссии при появлении стуков в дизеле оказываются в 2—3 раза выше максимального крутящего момента двигателя (рис. 1). Они даже несколько больше, чем при пуске дизеля (рис. 2), хотя именно этот режим для трансмиссии с не отсоединенным на время пуска насосным колесом не без оснований считается наиболее тяжелым.

Частота колебаний крутящего момента дизеля ЯМЗ-84011 при резонансе составляет 0,42—0,44 частоты вращения коленчатого вала.

Дизель и согласующий редуктор (повышающая передача) на тягаче КЗКТ-7428 соединяются между собой при помощи торсиона. Его диаметр и длина выбраны на основе обычных в таких случаях соображений: торсион должен передавать определенный крутящий момент, иметь расчетный (2—3°) угол закручивания, не быть излишне металлоемким и по габаритным размерам “вписываться” в конструкцию тягача. Систему “двигатель—трансмиссия” с дизелем ЯМЗ-84011, как обычно, проверяли тензометрированием. На первых тягачах результаты были вполне удовлетворительными: резонансы колебаний во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала не обнаруживались, тягачи имели большие пробеги без замечаний. Однако затем поступили двигатели, при установке которых резонансы колебаний в дотрансформаторной зоне стали обнаруживаться практически

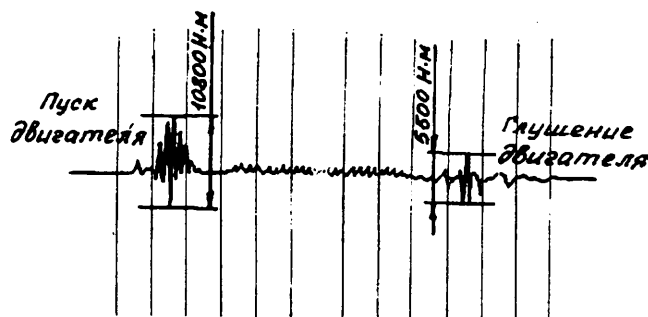


Рис. 2

сразу. Обращения к Ярославскому моторному заводу с просьбой выявить и устранить причину резонансных колебаний положительного результата не дали. Искать выход пришлось самому Курганскому заводу колесных тягачей. Участвовали в этом и специалисты кафедры "Автомобили" Курганского машиностроительного института. Их решение было простым: изменить жесткость торсиона, соединяющего двигатель и повышающую передачу. И оно оказалось правильным: резонансные колебания, в случае серийного торсиона (диаметр 38 мм) всегда появлявшиеся при движении тягача накатом, почти полностью исчезли при торсионе диаметром 42 мм и вообще не появлялись при торсионе диаметром 45 мм. Изменение же жесткости в сторону ее снижения (торсионы диаметром 35, 33 и 31 мм), наоборот, усиливало резонансные явления. То же самое дала и установка дополнительно к торсиону диаметром 45 мм резиновой муфты: появился резонанс с такими амплитудами колебаний, которые могли стать причиной разрушения деталей двигателя.

Из сказанного ясно, что причина наблюдавшихся резонансных явлений кроется в самом дизеле ЯМЗ-84011. Ведь использовавшиеся в течение нескольких десятилетий двигатели семейства Д12 (Д12А-375, Д12А-525, Д12-650), а также двигатели ЯМЗ-240Н, ЯМЗ-238, ЯМЗ-8424 таких явлений не давали. Можно лишь предположить, что все дело в системе, отключающей подачу топлива в одном из рядов цилиндров при работе дизеля без нагрузки. Поэтому необходимо, чтобы при доработке конструкции дизелей работоспособность их ТНВД проверяли с трансмиссиями различных типов.

УДК 629.113.621.43.016.4

Механические трансмиссии.

Потери с учетом нагрузочных режимов

Д-р техн. наук И. К. АЛЕКСАНДРОВ
Вологодский политехнический институт

При проектировании машин и механизмов, в частности, трансмиссий, широко применяется методика, согласно которой суммарный КПД простой (неразветвленной) кинематической цепи получают путем перемножения предельных (табличных) значений КПД всех ее элементов (кинематических пар). Другими словами, суммарный КПД подсчитывается как произведение постоянных коэффициентов, т. е. без учета кулоновской поправки — потерь при отсутствии нагрузки в кинематической паре (холостой ход).

Такое игнорирование постоянных потерь в парах, очевидно, допустимо лишь тогда, когда постоянные потери по сравнению с нагрузочными пренебрежимо малы. А это возможно только при сверхтихоходных двигателях, когда трансмиссия лишь передает их крутящий момент, практически без изменения частоты вращения. Однако в последние десятилетия энергетические характеристики кинематических цепей существенно изменились. Главная тенденция — ис-

пользование приводов с быстроходными двигателями и разделение потока мощности. Как в том, так и в другом случае кинематическая цепь удлиняется, снижается нагрузочный режим в ее отдельных ветвях и очень часто скоростные ее звенья на номинальный нагрузочный режим не выводятся.

Тенденция объясняется просто. Конструкторы трансмиссий знают: чем быстроходнее двигатель, тем меньше общая металлоемкость привода, поскольку, как правило, масса скоростного двигателя, устанавливаемого взамен тихоходного, снижается больше, чем возрастает масса трансмиссии за счет удлинения кинематической цепи. И конструкторы двигателей заинтересованы в создании скоростных приводов: удельные характеристики быстроходных двигателей гораздо лучше, чем тихоходных.

Но данная тенденция имеет и "обратную сторону": потери в кинематической цепи на холостом ходу перестают быть пренебрежимо малыми, и общий КПД, подсчитанный классическим методом, расходится с КПД фактическим.

Это расхождение замечено давно, и его пытались уменьшить многие. В частности, Г. А. Левит в 1950-х годах предложил методику расчета КПД, основанную на раздельном учете постоянных и нагрузочных потерь. Его формула для расчета общего КПД кинематической цепи имеет вид: $\eta = 1 - (N_{xx} - N_n)/N = \eta_\Sigma(1 - N_{xx}/N)$. Здесь N_{xx} — постоянные потери мощности (мощность, необходимая для совершения холостого хода механизма), N_n — переменные (нагрузочные) потери мощности, N — мощность на приводном валу, η_Σ — общий КПД цепи, подсчитанный классическим методом.

Адекватность рассмотренной модели КПД подтверждается экспериментально, в том числе и исследованиями, проведенными автором. В связи с этим следует признать возможным ее применение для инженерных расчетов. Однако эту модель нельзя считать совершенной в методическом отношении, что не гарантирует недопущения существенных ошибок при выполнении расчетов. Во-первых, представление текущего значения КПД как функции мощности нельзя считать рациональным: в алгоритм расчета мощность входит как параметр, зависящий от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому здесь более уместна функция, связывающая КПД с крутящим моментом на приводном валу. Во-вторых, методика Г. А. Левита для определения мощности холостого хода нельзя считать универсальной, поскольку она разработана применительно к расчету металлорежущих станков. В-третьих, данная модель не раскрывает вида и характера изменения механических потерь в кинематических парах и трансмиссии в целом от нагрузочного режима.

Иными словами, методика Г. А. Левита нуждается в коррективах. И первый из них состоит в следующем.

Поскольку любая мощность на приводном валу двигателя, в том числе и мощность потерь на холостом ходу, есть произведение соответствующего крутящего момента на частоту вращения вала, то отноше-

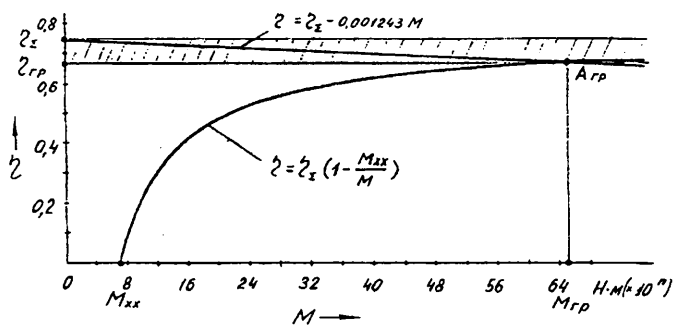


Рис. 1

ние N_{xx}/N можно заменить отношением M_{xx}/M , где M_{xx} — крутящий момент холостого хода машины (механизма), M — полный крутящий момент на этом валу.

Такая замена не только обеспечивает стабильность расчета КПД независимо от скоростного режима, но и правильнее отражает физический смысл явления. Ведь КПД в первую очередь зависит не от мощности, а от передаваемого крутящего момента. Скоростной же режим как фактор второго порядка может вносить в расчет только незначительные коррективы.

Это подтверждено экспериментальными исследованиями (прокручиванием элементов трансмиссии — коробок передач, раздаточных коробок, карданных валов — на тормозном стенде). Установлено, что влияние скоростного режима на M_{xx} ощутимо в редукторных передачах только в начальный период испытаний, т. е. пока масло в картере не прогрето. После 5–15 мин работы, когда передача выходит на нормальный температурный режим, величина этого момента стабилизируется и оказывается практически постоянной во всем скоростном диапазоне. И только в одном случае, когда уровень масла в редукторной передаче оказывался завышенным, влияние скоростного режима отмечалось постоянно.

Таким образом, можно утверждать (с достоверностью, достаточной для проведения инженерного энергетического анализа): момент сопротивления трансмиссии прокручиванию в пределах до 3000 мин⁻¹ от скоростного режима не зависит. (Безусловно, данными исследованиями возможность существования зависимости $M_{xx} = f(\omega)$ не отвергается. В качестве характерного примера в этом отношении может быть назван двигатель внутреннего сгорания, содержащий кривошипно-шатунный механизм, для которого наличие данной функциональной зависимости очевидно.)

Методическая ошибка Г. А. Левита особенно сильно проявляется, если привод снабжен двигателем постоянного тока последовательного возбуждения, работающего, как известно, в режиме, близком к постоянной мощности

(т. е. в этом случае $N_{xx} \approx N$). Следовательно, по формулам Левита на всех режимах работы механизма будет получено значение КПД, близкое к нулю. Поэтому при использовании приведенного выше уравнения обязательно условие: испытание трансмиссии на холостом ходу нужно проводить с той же частотой вращения вала двигателя, что и под нагрузкой.

Из всего сказанного следует, что упрощенная модель расчета КПД механических трансмиссий имеет

вид: $\eta = \eta_{\Sigma} \left(1 - \frac{M_{xx}}{M} \right)$. Это гипербола (рис. 1). Как

видно из рисунка, на ее ветви можно выделить точку (A_{gp}), после которой КПД практически не растет и $\eta = \eta_{\Sigma}$. Например, чтобы увеличить КПД кинематической цепи сверх η_{gp} на 5 %, нагрузку (M) на приводном валу нужно увеличить вдвое. В то же время снижение КПД на те же 5 % от величины η_{gp} происходит с уменьшением крутящего момента M только на 30 %, т. е. влияние нагрузочного режима на КПД в этой зоне достаточно ощутимо.

Для различных конструктивных решений трансмиссий η_{Σ} и M_{xx} различны, следовательно, меняется и зависимость $\eta = f(M)$. Поэтому нужно находить положение A_{gp} на любой кривой $\eta = f(M)$. Оно соответствует граничному значению крутящего момента, которое подсчитывается по формуле: $M_{gp} = \sqrt{\eta_{\Sigma} \cdot M / 0,001243}$.

В целях ускорения инженерных расчетов автором данной статьи и разработана номограмма (рис. 2), позволяющая оперативно определить значение η_{gp} трансмиссии и соответствующее ему граничное значение крутящего момента на основании ранее рассчитанного по традиционной методике общего КПД кинематической цепи (η_{Σ}) и определенного экспериментально (или на основании прототипа) момента M_{xx} .

При использовании номограммы можно оперировать входными параметрами η_{Σ} и M_{xx} в широких пределах, решить задачу минимизации потерь или оптимизации нагрузочного режима. При этом во всех расчетных случаях гарантирована невозможность попадания в область энергетически невыгодных нагрузочных режимов, где КПД трансмиссии не имеет стабильных значений.

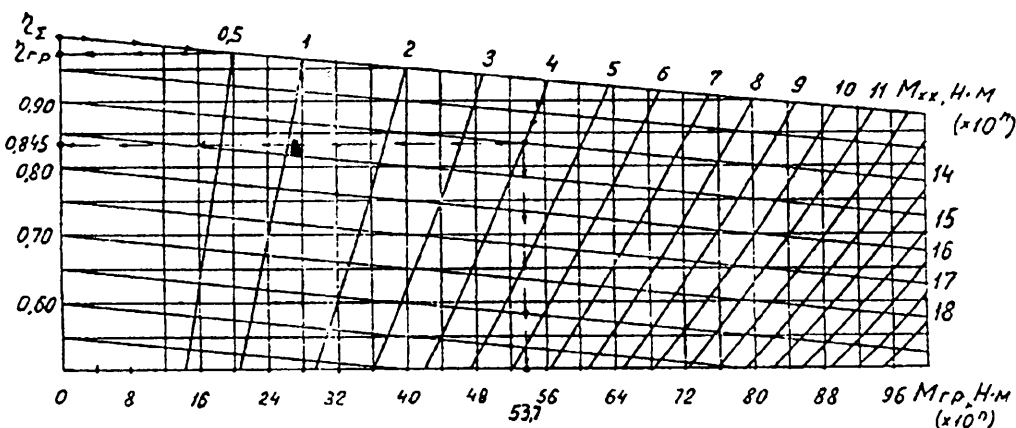


Рис. 2.

УДК 621.43.62-242.2

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ ДВИГАТЕЛЕЙ КАМАЗ, БЫВШИХ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

А. Т. КУЛАКОВ, М. И. МИСТРИКОВ
НТЦ АО "КамАЗ"

К настоящему времени по двигателям КамАЗ накоплено достаточно данных о дефектах, износах и технических ресурсах гильз цилиндров и поршней и значительно меньше — по поршневым кольцам, хотя именно кольца — наиболее слабое место любого ДВС. Ведь известно, что при капитальном ремонте двигателей часть гильз и поршней восстанавливаются и используются повторно, а поршневые кольца всегда выбраковываются полностью.

Двигатели КамАЗ в этом смысле — не исключение: при их ремонте все поршневые кольца тоже меняют. Однако исследования показывают, что 100 %-я выбраковка поршневых колец на двигателях КамАЗ — не более чем дань сложившейся традиции. Совершенствование конструкции, материалов и технологии изготовления поршневых колец перевело их в разряд ремонтпригодных и даже годных к повторному использованию.

Этот вывод — результат тщательных исследований, проведенных НТЦ АО "КамАЗ" в период 1990—1991 гг.

Исследования включали общую оценку состояния поршневых колец, бывших в эксплуатации, по таким параметрам, которые наиболее полно характеризуют состояние деталей. Это радиальная толщина колец, их высота, тепловой зазор в стыке в рабочем состоянии, коробление и собственная упругость. При этом исследователи исходили из предпосылки, что кольца, бывшие в эксплуатации, можно считать имеющими остаточный ресурс, если они сохранили свои свойства достаточно близкими к требованиям на кольца новые. В том числе по прирабатываемости и износостойкости, геометрическим параметрам, толщине защитного слоя (хрома, молибдена) на рабочей поверхности; физико-механическим свойствам материала (собственной упругости (Q), условному модулю упругости (E), пределу прочности при изгибе).

Исследованиями установлено, что износы поршневых колец в эксплуатации зависят не только от

наработки (пробега) двигателя, но и от многих других факторов: номера цилиндра, в котором кольцо работало; его места расположения на поршне; вида защитного слоя (хром, молибден) на рабочей поверхности и т. д.

Так, кольца в промежуточных (второй, третий, шестой, седьмой) цилиндрах изнашиваются меньше, чем в крайних (первый, четвертый, пятый, восьмой). Если для первого (хромированного) кольца основной выбраковочный дефект — его радиальный износ, то для второго (молибденированного) — износ по высоте. Наименьшему износу как по высоте, так и по радиальной толщине подвергается хромированное кольцо, устанавливаемое в качестве нижнего компрессионного кольца. Маслосъемные же кольца изнашиваются в основном по радиальной толщине и весьма незначительно — по высоте.

Другими словами, поршневые кольца двигателя КамАЗ вырабатывают свой ресурс крайне неравномерно.

Установлено, далее, что при оценке послеэксплуатационного состояния поршневых колец исключительно важную роль необходимо придавать защитному слою на их рабочей поверхности: от него напрямую зависят геометрические (радиальная толщина, тепловой зазор), триботехнические (износостойкость, прирабатываемость), физико-механические (собственная упругость) параметры.

Исходя из этого все поршневые кольца, бывшие в эксплуатации, можно разделить на три группы.

Первая: с полностью сохранившимся защитным слоем по всему периметру и высоте кольца.

Вторая: с изнашиванием защитного слоя до основания на части периметра кольца (прежде всего в районе теплового зазора).

Третья: с полным изнашиванием защитного слоя по всему периметру кольца и частичным изнашиванием основания.

Очевидно, что об остаточном ресурсе можно вести речь только в отношении поршневых колец первой группы. И действительно, у колец этой группы радиальная толщина, ее колебания по периметру кольца, коробление кольца по периметру, собственная его упругость и модуль упругости находятся в пределах, установленных техническими условиями чертежа для новых поршневых колец, тепловой зазор не превышает 1 мм, а предел прочности при изгибе составляет

Таблица 1

Кольцо	Средняя остаточная толщина защитного слоя, мкм, в сечениях					Средняя толщина защитного слоя по кольцу, мкм	Толщина слоя на новом кольце, мкм
	1	2	3	4	5		
Хромированное компрессионное	99	116	122	114	102	111	120
Молибденированное компрессионное	84	94	94	93	83	90	100—300
Маслосъемное	62		66		57	62	80

Таблица 2

Кольцо	Средний пробег, тыс. км	Средняя остаточная толщина защитного слоя, мм	Толщина защитного слоя на новом кольце, мм
Хромированное, компрессионное	221	0,099	0,120
Молибденированное компрессионное	221	0,083	0,200
Маслосъемное	221	0,057	0,080

78-150 % от минимально допускаемого для новых колец. Причем цифра 78 % не должна смущать: исследование новых колец производства завода запасных частей КамАЗа показало: практически такой же (70—170 % от минимально допускаемого по ТУ предела) разброс прочности характерен и для них. Это говорит о том, что отклонение предела прочности за нижний допускаемый предел не связано с эксплуатационными причинами.

Средние значения остаточной толщины защитного слоя поршневых колец первой группы, измеренные в зоне теплового зазора (сечение 1,5), на спинке (сечение 3), между тепловым зазором и спинкой (сечение 2,4), приведены в табл. 1.

Из таблицы видно, что остаточная толщина защитного слоя на работающих кольцах первой группы остается достаточно близкой к толщине исходной. Это объясняется тем, что большое их количество (~ 65 %) используется в качестве нижних компрессионных колец, которые изнашиваются меньше, чем другие по расположению на поршне кольца.

Таким образом, проведенные исследования показали, что значительная часть поршневых колец, бывших в эксплуатации, остается в работоспособном состоянии. Подтвердили это и стендовые моторные испытания двигателей КамАЗ, полностью или частично укомплектованных такими кольцами. (Например, в сочетаниях: поршневые кольца, бывшие в эксплуатации — поршни новые — гильзы цилиндров новые; поршневые кольца, бывшие в эксплуатации — поршни новые — гильзы цилиндров, бывшие в эксплуатации, восстановленные хонингованием рабочей поверхности на размер $120,1^{+0,03}$ мм.) Во всех сочетаниях показатели двигателей были в пределах ТУ 37.001.1032-88, в том числе и такой показатель, как расход масла «на угар», наиболее полно характеризующий состояние ЦПГ.

Какой же показатель колец первой группы должен быть принят в качестве оценочного для прогнозирования остаточного ресурса? Как следует из всего сказанного выше, — остаточная толщина защитного слоя на их рабочих поверхностях, поскольку именно от нее зависят другие геометрические и физико-механические параметры колец, а также изнашивание ЦПГ двигателя в целом. Тем более, что такой выбор допускается ГОСТ 23.224-86.

Остаточный ресурс, как записано в ГОСТ 27.302-86, определяют расчетом. Исходные данные для такого приближенного расчета приведены в табл. 2. (В

Таблица 3

Кольцо	Остаточный ресурс, тыс. км пробега		
	первый вариант по ГОСТ 27.302-86	второй вариант по ГОСТ 27.302-86	ГОСТ 23.224-86
Хромированное компрессионное	1041	309	1042
Молибденированное компрессионное	155	68	156
Маслосъемное	548	190	570

нее вошли минимальные из приведенных в табл. 1 средние остаточные толщины защитного слоя. И это не случайно: именно здесь происходят, в конечном итоге, полное, до основания, изнашивание и последующая интенсификация изнашивания всей цилиндропоршневой группы.)

Результаты расчета остаточного ресурса для двух вариантов условий трения (ГОСТ 27.302-86) и варианта по ГОСТ 23.224-86 приведены в табл. 3.

Из таблицы следует, что поршневые кольца, бывшие в эксплуатации и сохранившие защитный слой по всему периметру, обладают еще достаточным ресурсом для их повторного использования в эксплуатации. Количество таких колец составляет: верхних хромированных — 36 %, нижних с молибденированным покрытием — 75, нижних хромированных — 83 и маслосъемных — 45 %.

И в заключение несколько рекомендаций.

1. Для повторного использования в эксплуатации пригодны только поршневые кольца, сохранившие защитный слой по всему периметру и высоте кольца без каких-либо повреждений. При этом необходимо учесть, что компрессионные кольца по высоте изнашиваются в основном со стороны нижнего торца, в результате чего на наружной кромке нижнего торца образуется характерный выступ, и кольцо приобретает неплоскостность в радиальном направлении. Потому эти кольца нужно не только очищать от нагара и ржавчины, но и шлифовать их нижний торец на глубину до 0,05 мм. (Данный размер выбран в качестве предельного, исходя из того, что РКД двигателя КамАЗ допускает повторное использование деталей ЦПГ с увеличенным торцевым зазором между компрессионными кольцами и канавками поршня на 0,05 мм.)

2. Повторное использование молибденированных колец, несмотря на удовлетворительное состояние защитного слоя и наличие остаточного ресурса, весьма ограничено из-за их значительного износа по высоте. Причем надо иметь в виду, что нижние молибденированные кольца изнашиваются примерно в 2,5 раза сильнее верхних хромированных колец.

3. Поршневые кольца можно использовать повторно при двух комплектациях: с поршнями новыми, так как поршни, бывшие в эксплуатации, всегда имеют значительный износ и неплоскостность торцев канавок; с гильзами цилиндров как новыми, так и бывшими в эксплуатации, но с обязательным хонингованием рабочей поверхности в размер до диаметра 120,1 мм.

УДК 572:62-783.672

МНОГОУГОЛЬНЫЙ ШАБЛОН ТИПОВ ПОСАДОК ВОДИТЕЛЯ И Пассажира

В. А. АШКИН

(В порядке обсуждения)

При общей компоновке автотранспортного средства, на ее начальном этапе, возникает задача: как разместить человека внутри функционального объема АТС. На практике ее решают выбором наиболее удачного, с точки зрения проектировщика и его опыта, положения шаблона человека на плоскости чертежа. Затем — изготовление “посадочного” макета и корректировка или переделка документации по пространству, необходимому для водителя и пассажиров.

Все это требует больших затрат времени и материалов, но точных результатов не дает, так как объемные манекены устанавливаются тоже по субъективным соображениям. Отсюда столь разнообразны решения однотипных задач разными проектантами, отсюда и трудности сопоставления и повторимости результатов.

Очевидно, что нужна единая методика, следовательно, и единые критерии, с помощью которых уже на начальном этапе общей компоновки автотранспортных средств можно компоновать рабочее пространство водителя и пространство, занимаемое пассажирами.

Создать такую методику можно, если исходить из довольно простых соображений.

Так, известно, что в общем случае человек внутри АТС, в принципе, может располагаться в диапазоне положений от стоя, как в автобусе, до лежа, как в некоторых спортивных автомобилях. Это крайние значения. В первом случае вертикальная проекция человека максимальна, а горизонтальная — минимальна.

При лежании — наоборот. Причем минимальная горизонтальная проекция желательна в городских условиях (в том числе и проекция автомобиля), а вертикальная проекция не ограничивается; у “спортивных” автомобилей, предназначенных для загородных поездок, наоборот, возможно меньшей должна быть вертикальная проекция, чтобы возможно меньшим было аэродинамическое сопротивление. Значит, можно сказать, что назначение автомобиля определяет и положение человека в функциональном пространстве АТС. Отсюда следует и второе: оптимальная компоновка АТС не может быть универсальной, т. е. характеризоваться только одним или двумя крайними типами посадки. И таких типов можно выделить четыре: стоя, полусидя, сидя и лежа. Однако в случае водителя и пассажира в абсолютном большинстве случаев, очевидно, говорить лишь об одном типе — сидя. Разновидностей данного типа может быть достаточно много.

Так, самую высокую посадку водитель и пассажир должны иметь в транспортных средствах с минимальной горизонтальной проекцией салона, т. е. в автобусах и городских автомобилях; самую низкую — в индивидуальных спортивно-прогулочных автомобилях. Все другие АТС с точки зрения посадки займут промежуточное положение. Для удобства проектирования конкретных транспортных средств весь этот промежуточный диапазон сидячих поз целесообразно разбить два раза пополам. В итоге получатся пять типов посадок: высокая, полувysokая, средняя, полунизкая и низкая, из которых легко выбрать ту, что лучше всего подходит для проектируемого транспортного средства.

К сожалению, такая градация не узаконена. В результате чрезвычайно большой “разброс” посадочных параметров в АТС одного назначения и практическая невозможность сопоставления различных компоновок, хотя понятно, что тип посадки должен строго соответствовать высоте салона (кабины): зная высоту, легко определить тип посадки и сопоставить по нему разные компоновки АТС, т. е. получить конкретный ответ на вопрос о преимуществах или недостатках рассматриваемых компоновок.

Каждый тип посадки описывается характерными точками и углами, связанными с положением человека в салоне (кабине). К таким точкам, характеризующим положение на боковой (или других) проекции чертежа шаблона водителя, относятся: точка глаза “О” (в зарубежных методиках предлагается вместо точки использовать “эллипсы положе-

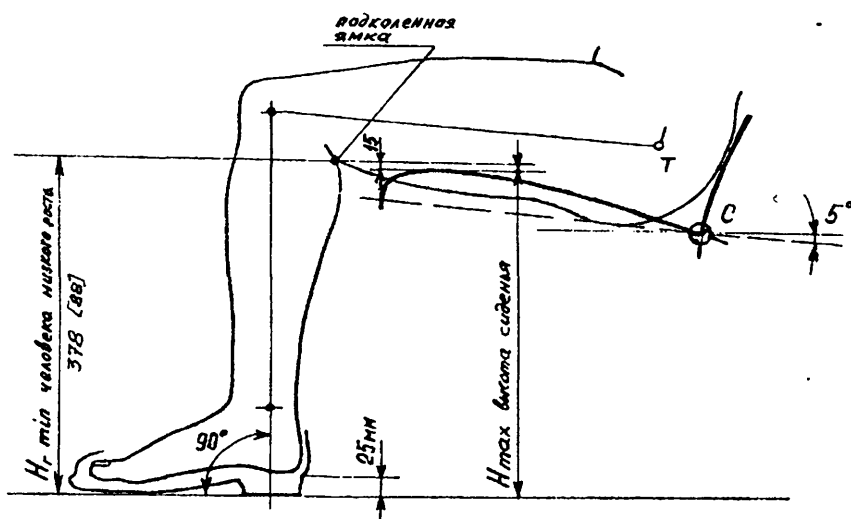


Рис. 1.

Посадка	Угол наклона, град.	
	полумягкое сиденье	мягкое сиденье
Высокая	3	1
Полувысокая	5	3
Средняя	7	5
Полунизкая	11	9
Низкая	14	12

ния глаз” или “эллипсы Мелдрама”, но точка — вариант лучше, поскольку он принимается за начало координат, следовательно, не зависит от роста водителя); точка сиденья “С” (точка “R” в зарубежных методиках); точка педали “П” (в некоторых зарубежных методиках “точка пятки” или “педаль акселератора”); точка “Р” положения ладони на руле (в положении “без двадцати четыре”); сочетание точек “О”, “Г” и “Г” габаритного сектора головы и точки “К”, “С” и “З” угла сиденья. Если их соединить, получается многоугольный контур типа посадки с фиксированными вершинами. Фактически это многоугольный шаблон, связывающий воедино все параметры рабочего места водителя. Кроме того, при необходимости можно вводить и другие фиксированные точки.

Все это позволяет сделать многое уже при начальной компоновке транспортного средства, когда существует еще общая ее неопределенность. Например, положение точки “О” дает возможность сразу же начать построение поля обзорности, т. е. определить: границы лобового и боковых окон, обзорность назад и размещение зеркал, зоны очистки окон, их обдува и обогрева. Положение габаритного сектора головы задает координаты “потолка”, размещение подголовника; точек “Р” и “П” — зону размещения ручных и ножных органов управления, координаты ветрового стекла, щитка приборов, переднего щита, полка в зоне педалей и пола (последнее связано также с точками “К” и “С” положения сиденья); угол КСЗ определяет положение сиденья, причем линии КС и СЗ — это линии статически деформированного от массы человека сиденья, что позволяет найти координаты крепления, например, ремней безопасности или других средств пассивной безопасности и т. п.

Если еще учесть, что все характерные точки многоугольного контура однозначно взаимосвязаны с характерными точками и линиями формообразования кузова (кабины), то это означает, что проектировщик может нанести их на компоновочный чертеж.

Из сказанного однозначно следует: преимущества метода “многоугольного шаблона” перед методами “двумерных манекенов”, “эллипсов Мелдрама”, “точек Н” и “R”, “точек пяток” и т. п. неоспоримы. Он, в противоположность другим методам, дает комплексное решение, а те — лишь детализируют фрагменты общей картины, поэтому полезны только на последующих этапах проектирования.

Таковы принципы. Но массовое транспортное средство должно обеспечивать удобную посадку людей различного роста при идентичном канале получения информации от внешней среды и приборов, т. е. создавать равнозначные условия для 95 % мужского населения страны, от человека низкого роста до человека высокого роста (строго говоря, от женщины низкого роста до мужчины высокого роста). Поэтому для каждого типа посадки необходимо гарантировать пространство для размещения людей заданного антропометрического интервала.

Задача решается с помощью двух многоугольных контуров: человека низкого роста (контур “М”, или малый) и человека большого роста (контур “Б”, или

большой). Если совместить эти контуры по точкам “О” и линиям ОГ, то сразу же выявляется разность одноименных координат других точек, т. е. пределы регулировок органов управления и сиденья. Но так как контуры “М” и “Б” одного типа посадки построены по одним и тем же оптимальным углам положения на сиденье людей высокого и низкого роста, то контур “МБ” соответствует 95 % репрезентативности мужского населения страны для данного типа посадки.

Рассмотрим, чем конкретно характеризуются типы посадок.

Высокая посадка для людей высокого и низкого роста при определении высоты сиденья определяется антропометрической характеристикой человека низкого роста. В этом случае она, высота, максимальна и равна (рис. 1) минимальному расстоянию (H_2) от пола кузова до подколенной ямки человека низкого роста при перпендикулярном положении его голени к полу плюс высота каблука обуви (25 мм) минус гарантированный зазор (15 мм) между бедром и опорой. Эта алгебраическая сумма составляет 388 мм. Высота сиденья для низкой посадки определяется низкой посадкой человека высокого роста, т. е. наименьшей высотой точки “С” над уровнем пола. Это расстояние равно сумме гарантированного зазора между нагруженным сиденьем и полом при колебаниях от динамических нагрузок при движении (по статистическим данным, он равен 50 мм) и деформированного материала конструкции сиденья (по тем же данным, 30 мм) и составляет 80 мм.

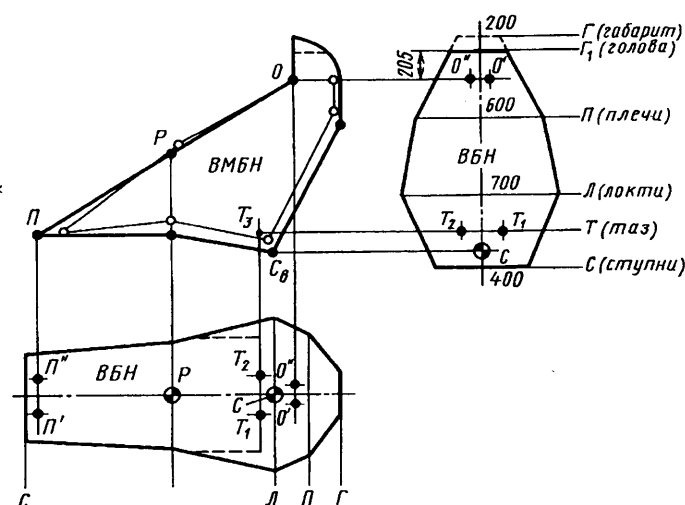
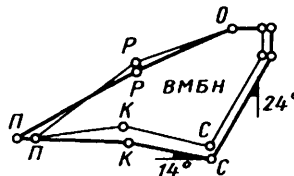
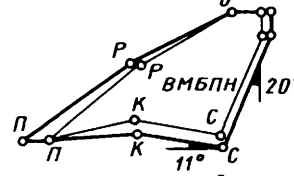
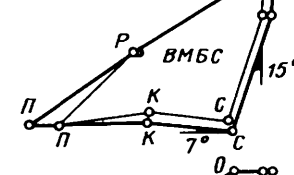
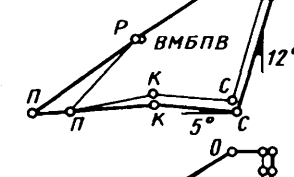
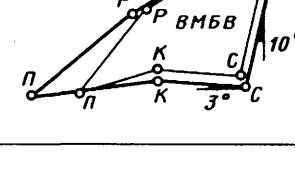


Рис. 2.

Тип посадки	Контур типа посадки для 95 % ростов водителей	Рост	Координаты точки "О"		Координаты точки "Р"		Координаты точки "П"		Координаты точки "С"	
			x	y	x	y	x	y	x	y
Низкая		М	0	0	-450	-280	-925	-640	-70	-680
		Б	0	0	-520	-300	-1110	-640	-95	-760
Полунизкая		М	0	0	-435	-325	-880	-725	-40	-690
		Б	0	0	-505	-345	-1060	-725	-45	-775
Средняя		М	0	0	-425	-345	-823	-765	+10	-700
		Б	0	0	-490	-385	-1020	-765	+15	-790
Полувысокая		М	0	0	-415	-375	-790	-800	+37	-710
		Б	0	0	-477	-420	-990	-800	+42	-795
Высокая		М	0	0	-400	-400	-740	-870	+65	-710
		Б	0	0	-465	-445	-950	-870	+65	-805

Высота сиденья (положение точки "К") и угол наклона его спинки связаны с положением точки "С" и углом наклона подушки сиденья к горизонту. Эта связь хорошо исследована В. Лубенским. Он, в частности, доказал, что наиболее удобная и наименее утомительная поза в положении сидя такая, при которой сумма моментов частей тела относительно точки опоры равна нулю.

Оптимальными в этом смысле отклонениями спинки сиденья от вертикали Лубенский считает 10–24° (без подголовника). Имея в виду, что для одного и того же сидящего человека габаритная высота его над уровнем пола при наименьшем "отвале" спинки от вертикали будет наибольшая, а при наибольшем "отвале" спинки — наименьшей, можно принять, что для "высокого типа посадки" "отвал" спинки от вертикали должен быть равным 10°, а для "низкого типа посадки" — 24°. Тогда промежуточные значения отклонения спинки составят: полувысокая посадка — 12°, средняя — 10°, полунизкая — 19°, а углы наклонов подушки к горизонту при прямой спинке будут следующими (табл. 1).

С учетом этих данных построена таблица координат характерных точек типов посадок водителя с началом отсчета в точке "О" (табл. 2). Приведенные в них совмещенные контуры типа посадки обозначены соответствующими буквами (например, "ВМБН" означает: водители малый и большой, посадка низкая). Угол наклона подушки сиденья к горизонту соответствует углу наклона линии КС многоугольного контура, а ее положение — положению деформированной подушки от нагрузки человека. От этой линии вниз возможна лишь динамическая деформация.

Для построения многоугольного контура выбранного типа посадки при компоновке салона на плоскости чертежа необходимо знать положение точки "О" и линии ГЛВ (горизонтальной линии взора), на которой находятся и точка "О", и линия ОГ совмещенного контура ВМБ.. Эта линия задается: она должна проходить на расстоянии 230 мм от касательной горизонтали к линии крыши АТС.

После выбора положения точки "О" по табличным значениям строят многоугольный контур, увязывая его с характерными точками формообразования кузов-

ва (кабины) по обзорности, органам управления и т. д., фронтальную проекцию и план — с использованием соответствующих табличных значений, которые учитывают также толщину одежды (рис. 2).

По выбранному типу посадки, его контуру нетрудно определить высоту салона кузова с учетом того, что габаритный сектор контура должен, как сказано выше, касаться горизонтали, касательной к линии крыши кузова на чертеже, а линия пола отстоять от точки "П" на 200 мм. Эта высота будет равна: для высокой посадки — 1300 мм, для полуввысокой — 1230, для средней — 1195, для полунизкой — 1155 и для низкой — 1070 мм.

По данному параметру уже можно, очевидно, проводить сопоставительный анализ при выборе прототипа проекта какого-либо типа посадки. Для этого, имея компоновки автомобилей, определяют высоты их салонов (кабин) и отбирают одинаковые. Затем сравнивают их друг с другом по методу "экспресс-анализа" наложением, выявляя положительные и отрицательные значения и сопоставляя с проектом. На практике определить линию пола иногда затруднительно, тогда можно измерить отрезок между линией крыши и уровнем педали тормоза, зная, что педаль в среднем расположена на 200 мм выше пола (рис. 3).

Контур типа посадки для пассажира имеет свои особенности: он строится по человеку высокого роста, так как в транспортном средстве пассажир отдыхает, чему должна соответствовать и занимаемая им

поза. Спинка устанавливается с "отвалом" от вертикали в 24° ; а при наличии подголовника — и более (до 35°). Ноги пассажира могут находиться в двух положениях: выпрямлены и согнуты в коленях. Хотя оба положения удобны, но для длительных поездок необходимо иметь пространство для вытянутых ног (такая поза названа "опти", а с согнутыми ногами — "мини"). Для контура пассажира характерно отсутствие излома и точки "Р", введены изломы пространства для ног, а также точка привязки "С" к контуру водителя. В конце концов для пассажира получается контур "ОК₂ВВ₁ДД₁Д₂КСЗГГ₁" (рис. 4), координаты характерных точек которого приведены в табл. 3. Контуры включают толщину одежды и гарантированные зазоры (например, построив контур водителя, определяют контур спинки сиденья, к которому вплотную и параллельно проводят линию согнутых ног контура "мини" пассажира, и т. п.).

При компоновке транспортного средства с детскими местами необходимо знать потребное для них пространство. Профильный контур для подростка строится аналогично профилю пассажира. Основными размерами контура являются: высота от точки "С", глубина подушки, высота подушки от пола кузова, углы наклона сиденья, пространство для ступней (рис. 5). Для подростков различного возраста рекомендуемые размеры сиденья приведены в табл. 4. Для практического пользования весь интервал возрастов от 5 до 17 лет целесообразно разбить на три

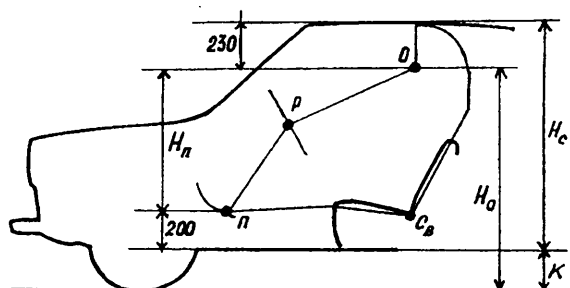


Рис. 3.

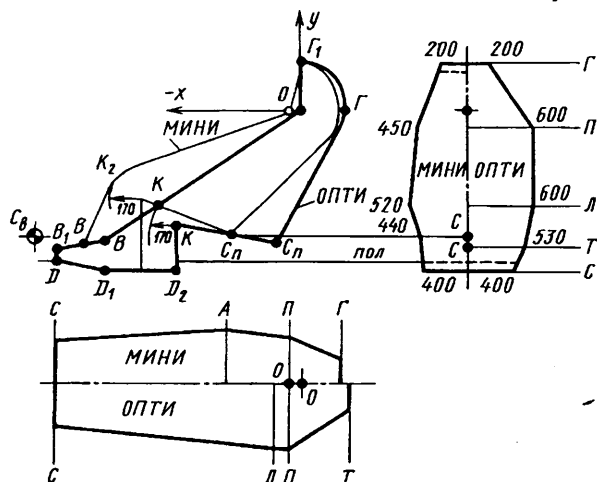


Рис. 4.

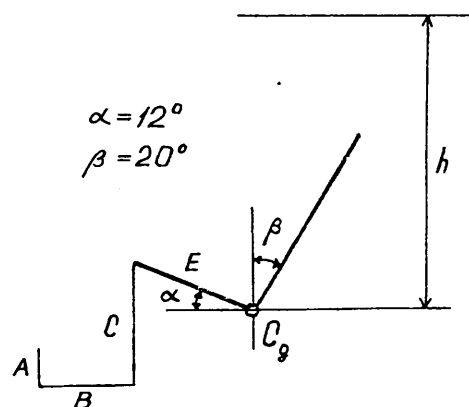


Рис. 5.

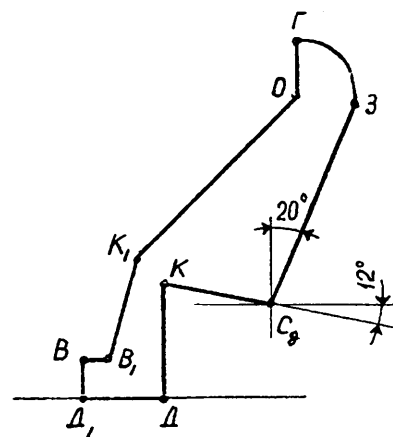


Рис. 6.

Тип посадки		С _в		О		В		В ₁		Д		Д ₁	
		х	у	х	у	х	у	х	у	х	у	х	у
ПБВ	мини	-806	-756	0	0	-850	-850	-1050	-968	-1050	-955	-778	-1000
	опти	-870	-789	0	0	-1105	-915	-1125	-980	-1125	-1040	-795	-1075
ПБПВ	мини	-867	-772	0	0	-817	-697	-1007	-867	-1022	-967	-787	-1022
	опти	-900	-787	0	0	-890	-862	-1090	-922	-1100	-977	-820	-1037
ПБС	мини	-915	-755	0	0	-880	-810	-1080	-870	-1080	-930	-805	-980
	опти	-946	-785	0	0	-940	-840	-1140	-900	-1140	-960	-865	-1010
ПБПН	мини	-940	-760	0	0	-880	-790	-1075	-855	-1075	-910	-805	-960
	опти	-1040	-757	0	0	-980	-787	-1175	-852	-1175	-967	-905	-957
ПБН	мини	-1215	-740	0	0	-990	-700	-1180	-775	-1180	-825	-925	-863
	опти	-1295	-765	0	0	-1055	-680	-1245	-725	-1245	-785	-970	-875
Тип посадки		Д ₂		К		С _п		З		Г		Г ₁	
		х	у	х	у	х	у	х	у	х	у	х	у
ПБВ	мини	-615	-1000	-615	-1000	-140	-736	230	-90	230	0	0	230
	опти	-450	-1075	-450	-765	47	-810	210	0	230	0	0	230
ПБПВ	мини	-617	-1022	-617	-577	-142	-735	230	-95	230	0	0	230
	опти	-490	-1037	-490	-734	15	-792	210	0	230	0	0	230
ПБС	мини	-625	-980	-625	-555	-153	-725	230	-105	230	0	0	230
	опти	-485	-1010	-485	-745	10	-805	220	0	230	0	0	230
ПБПН	мини	-620	-960	-620	-540	-156	-723	230	-105	230	0	0	230
	опти	-550	-579	-550	-667	-62	-770	230	-50	230	0	0	230
ПБН	мини	-720	-863	-720	-438	-280	-675	230	-115	230	0	0	230
	опти	-560	-865	-560	-665	-75	-765	230	-35	230	0	0	230

группы, характеризующиеся скачками роста: первая группа — от пяти до девяти лет, вторая — 9—14, третья — 15—17. Для каждой группы построен шаблон с вершинами $ОК_1В_1ВД_1ДКСЗГ$ (рис. 6). Так как дети очень подвижны, часто меняют позу и более приспособлены к различного рода неудобствам, то в целях упрощения компоновочных работ для всех типов посадок подростков приняты оптимально удобные углы установки сиденья: для подушки — 12° к горизонтали и для спинки — 20° к вертикали. Для удобства построения контуров при компоновке расстояния между точками сведены в табл. 5. Габариты колена определяются дугой, проведенной радиусом

$КК_1$ из точки “К”, дуга $ГЗ$ проводится радиусом $ОГ$ из точки “О”, фронтальная проекция строится по профильной.

Компоновка посадки подростка происходит с привязкой по полу кузова, если не преследуются какие-либо специальные цели (например, цель обеспечить хорошую обзорность реализуется через привязку по точке “О”). Линия сиденья показана в нагруженном состоянии на боковом контуре посадки (рис. 7). Характерные размеры сведены в табл. 6.

При определении размеров сиденья для подростков за предельно большие размеры детских мест следует брать антропометрические характеристики

Таблица 4

Возраст, лет	Средний рост, мм	Размеры сиденья, мм		
		высота	глубина	ширина
5	990	250—305	280	250—300
7	1220	300—355	280	300
9	1320	350—380	320	300
11	1420	350—405	355	350
13	1525	350—435	330—355	350
15	1625	400—435	380	400
17	1703	400—435	400	400
Взрослый	1750	440—460	400—520	400—470

Таблица 5

Возраст, лет	Размеры отрезков, мм							
	ВВ ₁	ВД	Д ₁ Д	КД	КС _д	С _д З	ОГ	КК ₁
8	50	100	178	300	280	571	150	100
12	50	100	237	350	350	640	150	100
16	50	100	250	400	400	760	150	100

Таблица 6

Возраст, лет	Размеры отрезков, мм				
	Г	П	Л	Т	С
8	142	290	275	231	155
12	145	316	320	261	168
16	150	368	370	295	180

шестнадцатилетнего юноши, а антропометрические данные пятилетнего ребенка — за нижний предел.

Таким образом, табличные значения координат характерных точек (вершин) контуров типов посадок для водителя, пассажиров взрослых и подростков позволяют выполнять компоновочные работы и выбирать оптимальные пространства для размещения людей и вспомогательного оборудования в транспортных средствах как на плоскости чертежа, так и при объемном методе работ (если по проекциям типов посадок построить объемные фигуры — «многоугольные манекены»). Компоновочные работы существенно упрощаются, а их эффективность повышается при введении координат точек типов посадок и их взаимосвязей с характерными точками и линиями формообразования кузова (кабины) в компьютер и при работе с дисплеем. Эти данные стабильны, позволяют организовать параллельный способ проектирования и тем самым существенно (в 2—3 раза) сократить сроки проектных работ при сопоставимости результатов их надежности и повторимости. Замена подвижных шаблонов многоугольными контурами, объединяющими достоинства объемных манекенов, устраняет субъективный

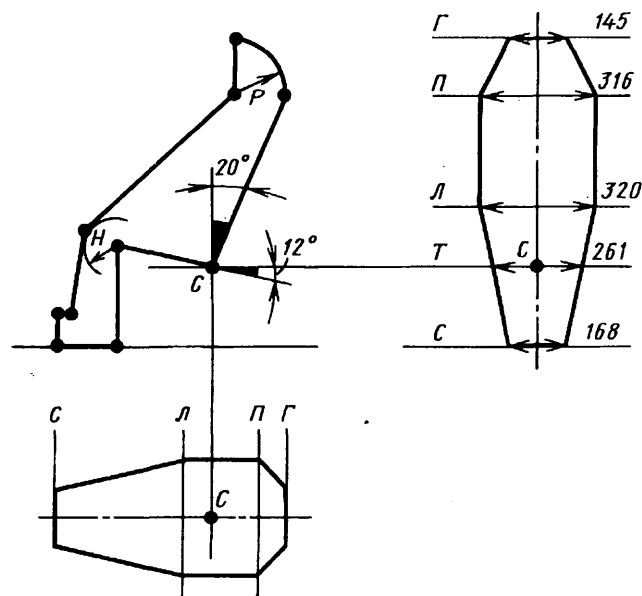


Рис. 7.

фактор при определении необходимого рабочего пространства для человека.

УДК 629.01

ПРОГРАММА ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЕРЕДАЧ С МНОГОПАРНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ЗУБЬЕВ

В. З. МЕЛЬНИКОВ, Ю. П. ТАРАМЫКИН

НИИТавтопром, МАСИ

К зубчатым передачам автомобиля, как известно, предъявляются особо высокие требования: они должны быть надежными, малозумными, обладать небольшими габаритными размерами и т. п. Обеспечивают эти требования различными конструктивными и технологическими методами: химико-термической обработкой, хорошей смазкой контактирующих поверхностей зубьев, локализацией пятна их контакта, внедрением новых материалов и видов зацепления. Однако практика доказала: все это частные, не дающие радикальных результатов решения. Более перспективны здесь новые методы расчета и проектирования зубчатых передач и в первую очередь — методы геометрического и прочностного расчета зубьев, особенно расчета параметров многопарного зацепления. Дело в том, что такое зацепление за счет одновременного контакта нескольких пар зубьев позволяет существенно снизить нагрузку на них и улучшить как прочностные, так и виброакустические и массогабаритные свойства передачи. Другими словами, многопарность зацепления может рассматриваться как обобщенный показатель качества зацепления (критерий оптимальности зубчатой передачи). Но многопарность зацепления характеризуется, как известно, коэффициентом торцевого перекрытия зубьев, и принято считать, что область устойчивого многопарного зацепления наступает, если его величина не меньше 2,0.

Таковы общие и достаточно хорошо известные теоретические посылки. Однако их практическая реализация не столь проста: задача обеспечения многопарности зацепления зубьев есть задача многопараметрической оптимизации, и решить ее удастся лишь численными методами, т. е. с помощью ЭВМ.

Применительно к автомобильным цилиндрическим зубчатым передачам данную задачу решили: специалисты НИИТавтопрома и МАСИ разработали программу для ПЭВМ типа IBM PC XT/AT, работающую в диалоговом режиме. Причем программу, которую можно использовать как при проверочном, так и проектном расчетах. В частности, при проверочном расчете она позволяет определять основные кинематические и геометрические параметры зубчатых колес — диаметральные, угловые и хордальные размеры зубьев, шаги, длины нормалей, размеры для контроля по шарик или ролику, профили зубьев и скорости их скольжения, площадь и объем зуба, коэффициенты торцевого и осевого перекрытия и т. д. Очень важно, что конструктор по ходу расчета может визуально контролировать качество зацепления, видеть величины и типы ошибок. Исходные данные при проверочном расчете — это числа зубьев сопрягаемых колес, коэффициенты смещения, модуль передачи, угол наклона зубьев, ширина зубчатого венца и параметры исходного контура.

В проектном режиме программа определяет все параметры передачи в соответствии с заданным коэффициентом перекрытия. Ограничительные условия при этом — отсутствие зон подреза и интерференции, допустимые величины заострения и скоростей скольжения зубьев и т. д. Исходные данные здесь — только числа зубьев колес, модуль, угол профиля исходного контура и коэффициент перекрытия.

Программа, как видим, дает ответы на многие вопросы. Например, если конструктору нужно минимизировать габаритные размеры передачи, программа дает ему несколько вариантов решения. В том числе подскажет, что при выбранных им числах зубьев колес, угле профиля и коэффициенте перекрытия получить передачу невозможно. В этом случае работа программы прерывается, и на дисплей выводится сообщение об ошибке.

Результаты моделирования цилиндрических зубчатых передач с коэффициентом перекрытия, превышающим 2,0, оказались интересными не только в практическом, но и в теоретическом плане.

Так, стало ясным, что такое многопарное зацепление может быть реализовано в широком диапазоне чисел зубьев и передаточных отношений колес; что вероятность его получения с увеличением передаточного отношения передачи и граничной высоты зубьев возрастает; наконец, что многопарное зацепление

может быть получено как при 20-градусном зацеплении, так и с увеличенным или уменьшенным углом профиля в зависимости от соотношения чисел зубьев колес и высоты зуба.

Передачи, выполненные с помощью программы, проверяли на прочность. Установлено, что по сравнению с аналогичными передачами с нулевыми колесами и стандартным исходным контуром передачи с многопарным зацеплением выигрывают: у их зубьев заметно ниже контактные напряжения. Правда, у них чуть выше напряжения изгибные, но они не превышают предельно допустимых.

Таким образом, доказано: зубчатые передачи с повышенной нагрузочной способностью, обеспечиваемой многопарностью зацепления (коэффициент перекрытия от 1,7 до 2,0 и более), можно проектировать в широком диапазоне чисел зубьев и углов их профиля. Нужно соблюдать лишь одно условие: коэффициент граничной высоты зуба не должен превышать 2,5.

УДК 621.43.066.3:621.791.927.55

ДЛЯ ПЛАЗМЕННОЙ НАПЛАВКИ ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ

С. Р. АМАНОВ, А. Д. ГОРИН
ВАЗ

Испытания форсированных двигателей ВАЗ-21083 и ВАЗ-2112, проведенные в АО "АвтоВАЗ", показали, что выпускные клапаны, изготовленные с использованием технологии "намораживания" (индукционной наплавки рабочей фаски сплавом ЭП 616А), не обеспечивают требуемого ресурса (в основном из-за разрушения посадочной поверхности). Это вынудило конструкторов и технологов искать новые способы упрочнения рабочей фаски выпускного клапана. Как и зарубежные специалисты, они обратились к плазменной наплавке клапанов порошковыми сплавами, зная, что данная технология обладает рядом преимуществ: при ней в 1,5—2 раза меньше, чем в случае "намораживания", расход наплавочного материала; применяемое оборудование обладает высокой гибкостью; термическое воздействие на металл основы невелико.

Ресурсные испытания опытных партий клапанов двигателей ВАЗ-21083, ВАЗ-2112, изготовленных с использованием технологии плазменно-порошковой наплавки рабочей фаски сплавом на основе кобальта (ПР-КХ25Н22В12С), показали, что клапаны, изготовленные по такой технологии, установленный ресурс выдерживают. Поэтому и было принято решение о внедрении этой технологии в процесс изготовления выпускных клапанов двигателей ВАЗ-21083, ВАЗ-2112 и ВАЗ-1116. Для этого пришлось разработать собственную промышленную установку (см. рисунок) для плазменно-порошковой наплавки выпускных клапанов.

В состав установки входят: механизмы подачи заготовок в зону наплавки и фиксации заготовок в ней; узлы вращения заготовок; механизмы изменения угла



наклона заготовки, установочных перемещений плазмотрона (пять координат) и колебания плазмотрона; двухдуговой наплавочный плазмотрон; порошковый питатель, имеющий устройство подогрева порошка; блок подачи газов; станция автономного охлаждения; источники питания основной и дежурной дуг; система управления.

Как видим, в установке применена двухдуговая схема наплавки. Это позволяет избежать необходимости постоянного возбуждения дуги и получить возможность изменения распределения вносимой тепловой энергии в систему "наплавляемый порошок—заготовка".

Установка представляет собой функционально законченное изделие и может эксплуатироваться как отдельным блоком, так и в составе автоматической линии. Она может работать в наладочном и автоматическом режимах, менять в процессе наплавки основные параметры режимов, в том числе скорость вращения заготовки, частоту колебания плазмотрона,

расход наплавляемого порошка, токи основной и дежурной дуг.

Применение объектов управления с местной обратной связью по токам основной и дежурной дуг, скорости вращения заготовки и частоте колебаний плазмотрона позволяет избежать необходимости корректировки данных параметров в процессе наплавки. Для повышения воспроизводимости применена адаптивная система подстройки токовых каналов, реализуемая системой управления.

Максимальная полоса пропускания управляющих и измеренных сигналов определяется быстродействием применяемого источника тока. В качестве основного элемента системы управления используется промышленный компьютер РС АТ или программируемый контроллер С-200 (выпускается ВАЗом).

Синхронизация управляющих воздействий осуществляется по углу поворота заготовки.

Для перехода с одного типоразмера клапана на другой достаточно заменить водоохлаждаемый подпятник, сориентировать плазмотрон, загрузить соответствующую управляющую программу, если необходимо — изменить амплитуду колебаний плазмотрона.

Возможна наплавка за один проход и многопроходная (до трех проходов) наплавка постоянным или модулированным током.

Установка имеет развитую систему защиты от аварийных ситуаций и несанкционированных переключений, а также систему диагностики, выдающую информацию на дисплей. Предусмотрена и защита оператора от излучения дуги и пылегазовыделений.

ЧИТАТЕЛЬ... НЕДОУМЕВАЕТ

УДК 629.113.62-272

НЕ ВЫПОЛНЯТЬ НЕЛЬЗЯ, ВЫПОЛНИТЬ НЕВОЗМОЖНО

Автор этих строк не новичок в делах авторессорных: в 1960-1970-е годы работал в технологической службе и руководил рессорным цехом Горьковского автозавода.

Из технологических проблем запомнилась история с получением разрешения на отступление от некоторых требований ГОСТ 3396-54 "Рессоры листовые автомобильные. Технические условия." Все шло нормально, но неожиданно на одной из партий рессор грузового автомобиля выявилось: не "вписываемся" в требования стандарта по прилеганию рабочих концов листов, а также по соосности и перпендикулярности к продольной оси ушков рессоры. Разобрались: первое отклонение обусловлено общепринятой технологией обработки листов; второе — следствие стечения нежелательных параметров исходной полосы и термоулучшения листов. Теоретические выкладки и расчеты доказывали: необходимо изменить требования стандарта. Но для чиновников, контролирующих соблюдение стандартов всех уровней, самое веское и неопровержимое доказательство одно: "Записано? Выполняйте. Невозможно выполнить? Это ваши проблемы".

В итоге ГОСТ 3396-54 с учетом обоснованных нами "отклонений" был переработан лишь в 1980 г., т. е. через 16 лет.

Сейчас, похоже, злосключения с соблюдением ГОСТ, теперь уже ГОСТ 3396-90, начались снова. Так, когда специалисты ознакомились со вторым его разделом ("Технические требования"), то насчитали 11 пунктов (из 27), ныне не выполнимых. Например, в п. 2.3 интервал твердости рессорных листов расширен за счет "подъема" верхнего предела с 444 до 461 *НВ*. Казалось бы, сделано "послабление" производству. Однако по чисто конструктивным соображениям предпочтительнее сдвиг вниз — от 444 к 415 *НВ*.

А вот требование по разбросу твердости листов рессоры: он не должен превышать 40 *НВ* (раньше даже для рессор I класса допуск был равен 65 *НВ*, а для остальных вообще не оговаривался). Как уложиться в названный предел для всех видов рессор?

Следующая новинка (п. 2.5): листы малолистовых рессор должны быть подвергнуты дробеструйному наклепу в напряженном состоянии. Все понятно, кроме одного: почему ГОСТ не дает ни методики, ни технологии, ни применяемого оборудования?

Далее. П. 2.9 выдвигает требование к отверстиям в рессорных листах: "... со стороны поверхности растяжения листа отверстие должно иметь радиус закругления 2—4 мм или фаску 1—2 мм, при этом операция изготовления центрального отверстия (штамповка и т. п.) должна начинаться со стороны поверхности растяжения листа". Как это отразится на качестве, долговечности рессор — понять трудно, а вот неизбежный рост трудоемкости и усложнение ныне автоматизированного процесса просматриваются отчетливо.

Собранную рессору ныне, как известно, осаживают нагрузкой, соответствующей среднему напряжению, равному 85 % предела прочности материала на растяжение. Новое требование (п. 2.18) увеличило ее до 110—120 % предела текучести в малолистовой рессоре. Чтобы обеспечить эти требования, заводу надо разработать методику, спроектировать, изготовить и отладить новое оборудование. Окупятся ли такие затраты?

П. 2.20 и 2.21 содержат требования по допустимым зазорам между листами: если зазор превышает допустимую величину хотя бы в какой-то одной точке по ширине листа, рессора бракуется. Однако то, что записано сло-

вами, понять по приведенному в этом пункте рис. 4 невозможно.

Авторы измененного ГОСТа ужесточили требование по допуску на стрелу выгиба рессоры под контрольной нагрузкой (п. 2.23): сохранили лишь отклонение ± 5 мм, исключив ранее допускавшееся увеличение его до ± 10 мм с последующей сортировкой на группы. К такому решению отечественное рессорное производство пока не готово.

Не менее легко “расправились” разработчики стандарта и с отклонениями от номинальных значений жесткости (п. 2.24): если для рессор 1 класса ныне оно не должно превышать ± 6 и ± 8 % — для рессор 2 класса, то здесь же

требуется ± 5 % для всех рессор. Как понять?

Авторы ГОСТа, разумеется, знают, что для выполнения требований п. 2.23, 2.24 и др. нужно совершить революцию не только в производстве самих рессор, но и в прокатном переделе черной металлургии. Но они “выполняют” “План основных мероприятий по внедрению ГОСТ 3396-90 “Рессоры листовые ...”, утвержденный членом коллегии МАСХМ В. В. Таболиным и подписанный зам. нач. НТО И. А. Коровиным в мае 1990 г. Но ведь этот документ предусматривал обеспечение решения изложенных выше проблем на всесоюзном уровне, с солидным финансированием, с привлечением

больших сил исполнителей (Минчермет, Минавтосельхозмаш, Минхимпром, отраслевых НИИ). Сейчас ни того ни другого нет, как нет и Союза. Силы же инерции действуют. Поэтому план остался на бумаге.

Просьбы ГАЗа о смягчении или отмене практически не выполнимых требований ГОСТа не встречают понимания в органах стандартизации. Напротив, изготовителей рессор предупреждают о санкциях за несоблюдение стандарта.

Срок первой проверки ГОСТ 3396-90 — 1996-й. Между тем он не внедрен ни одним производителем рессор России. Стало быть, он не жизнеспособен?!

Б. А. БРЮЗГИН

ИНФОРМАЦИЯ

К 100-ЛЕТИЮ РОССИЙСКОГО АВТОМОБИЛЯ

УДК 629.113.93/99

ОТЕЧЕСТВЕННАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ¹

А. М. СИНЦЕРОВ

В следующем году исполняется 100 лет первому российскому автомобилю. Вековой юбилей — существенный повод, чтобы обратиться к истории и производственно-территориальной структуре отрасли, имеющей достойное прошлое, бурное настоящее и, несомненно, большое будущее.

Первый русский автомобиль был, как известно, построен петербургскими изобретателями Е. А. Яковлевым и П. А. Фрезе в 1896 г. — лишь на год позже, чем в США. Примерно через 10 лет на заводе Г. А. Лесснера в Петербурге впервые в России было освоено серийное производство автомобилей. Среди двух десятков отечественных компаний, экспериментировавших в области автомобильного производства, были каретные и велосипедные фабрики, заводы сельскохозяйственных машин, станкостроительные предприятия и машиностроительные комбинаты — в Москве, Смоленске, Ростове-на-Дону, Орле, Одессе. Самую весомую роль в развитии российского автомобилестроения до первой мировой войны сыграл Русско-Балтийский вагонный завод (“Руссо-Балт”) в Риге, изготовивший в 1909—1915 гг. свыше четырехсот машин. Однако в целом таможенная политика

государства не создавала условий для эффективного развития отрасли: импортировать автомобили из-за рубежа было проще и выгоднее, чем производить их в России.

Первая мировая война дала мощные импульсы отечественной автомобилизации. Для нужд армии за рубежом были закуплены десятки тысяч автомобилей. Но, главное, необходимость создания собственной современной автомобильной промышленности была осознана на правительственном уровне. В соответствии с государственной программой началось форсированное строительство шести специализированных автомобильных заводов общей производительностью 7,5 тыс. машин в год: “Руссо-Балта” в Филях под Москвой, “Русского Рено” в Рыбинске, “Аксая” в Ростове-на-Дону, Ярославского автомобильного (“В. А. Лебедев”), “Бекоса” в подмосковных Мытищах и АМО в Москве. Однако к концу 1917 г. ни один из них не был полностью отстроен. В наилучшем положении находился АМО, где работы были выполнены на две трети. Революция, гражданская война, экономический хаос нанесли новорожденной автомобильной промышленности сильнейший удар, от которого она не могла оправиться долгие годы.

Отсчет истории советского автомобилестроения традиционно ведется с 1924 г., когда в Москве на АМО была выпущена первая партия грузовых машин. В последующие годы грузовики стали изготавливаться также в Ярославле (на бывшем заводе Лебедева), а

¹ Начало. Продолжение см. “АП”, 1996 г., № 1.

легковые автомобили малыми сериями — на московском заводе “Спартак”.

С конца прошлого века и до периода нэпа включительно автомобильное производство в России (и СССР) носило полукустарный либо мелкосерийный характер. Потребности страны в автомобильной технике на 90 % покрывались за счет закупок по импорту. К концу 1920-х годов СССР выпускал ежегодно менее 2 тыс. автомобилей, а по численности автопарка уступал даже таким странам, как Португалия и Румыния.

Массовое автомобилестроение в СССР было создано в 1930-е годы в рамках программы социалистической индустриализации. Буквально за шесть лет, с 1931 по 1937 г., производство автомобилей в СССР выросло в 50 раз — до 200 тыс. шт. в год (рис. 1). Советский Союз вошел в пятерку ведущих автомобилестроительных держав. В том числе по выпуску грузовиков, составляющему 90 % общего объема производства, он вышел на второе место в мире (после США). Общее число автомобилей в стране приблизилось к 1 млн. Из хронического импортера автомобилей СССР превратился в их экспортера. В отрасли произошла революция, связанная с внедрением конвейерного производства.

Основу автомобильной промышленности составили два завода-гиганта — ГАЗ и ЗИС (до 1931 г. — АМО, в настоящее время — АМО ЗИЛ). При содействии американской корпорации “Форд” в Нижнем Новгороде в 1932 г. был построен крупнейший автомобильный завод, рассчитанный на производство 100 тыс. машин в год. (Выбор Нижнего Новгорода обуславливался несколькими факторами: наличие квалифицированной рабочей силы, дешевизна подвоза сырья по Волге, близость уральской металлургической базы и значительная удаленность от государственных границ.) Московский АМО—ЗИС в результате реконструкции многократно увеличил свои мощности, доведя их до 70 тыс. машин в год. В 1930 г. в столице был построен автосборочный завод имени КИМ (ныне АО “Москвич”), рассчитанный на годовой выпуск более 20 тыс. машин. Существенно возросли мощности Ярославского автозавода.

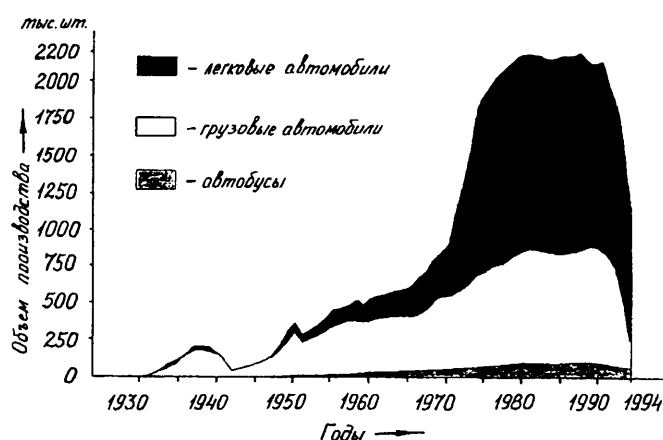
На ГАЗе производились легкие грузовики (“полторки”) и легковые автомобили среднего класса, на ЗИСе — средние грузовики и представительские легковые автомобили, в Ярославле — тяжелые грузовики. Перед самой войной московский завод имени КИМ, собиравший прежде грузовые автомобили ГАЗ, был перепрофилирован на производство легковых автомобилей.

В годы Великой Отечественной войны производство автомобилей в стране сократилось в 3–6 раз: заводы были частично переориентированы на выпуск военной техники. Но число автозаводов в стране выросло с четырех до шести. В частности, эвакуация московского ЗИСа на восток породила два новых автомобилестроительных центра — в Ульяновске (1942 г.) и Миассе (1944 г.) на Урале. После освобождения Минска в корпусах авторемонтного завода, построенного немцами во время оккупации, началась сбор-

ка автомобилей, поступавших в Советский Союз по ленд-лизу.

Четверть века после войны — период стабильного эволюционного развития советской автомобильной промышленности. С 1949 г., когда был превышен довоенный уровень производства, и по 1969 г. выпуск автомобилей в СССР вырос в 3 раза: в 2 раза — грузовых, более чем в шесть раз — легковых и более чем на порядок — автобусов. Некогда исключительно “грузовая” отрасль все более приобретала пассажирскую направленность. В свободную продажу поступили легковые автомобили — началась вялотекущая автомобилизация населения. Настоящий бум переживало автобусное сообщение.

Бурно развивалась децентрализация производства: на карте СССР появились 14 новых центров автостроения, а количество автозаводов выросло втрое. Как правило, это были, по советским меркам, предприятия средней величины или сравнительно небольшие. Большинство из них было организовано на



базе уже действовавших заводов: запорожский автозавод “Коммунар” и завод в Кременчуге прежде выпускали комбайны, завод в Ликино-Дулево — оборудование для лесной промышленности, в Павлово-на-Оке — шоферский инструмент. Рижская автобусная фабрика выросла из авторемонтного предприятия, Брянский автомобильный был создан на базе машиностроительного комбината с дореволюционной историей. Луцкий машиностроительный завод (впоследствии ЛуАЗ) выпускал рефрижераторные фургоны, во Львове изготавливали автокраны, Курганский завод колесных тягачей и БелАЗ прежде производили строительные машины и механизмы, Могилевский автозавод вырос из завода металлоконструкций. То есть в 1950–1960-е годы автомобилестроение “въезжало в старые стены”. Использование старой производственной инфраструктуры позволило вводить в строй новые автозаводы в массовом порядке — в среднем по одному каждые полтора года.

Конец 1940-х—1960-е годы — время форсированного развития автомобильной промышленности в союзных республиках.

Так, в 1947—1961 гг. автомобильная промышленность была создана в Белоруссии, в 1951 г. — в Грузии, в 1961 г. — в Латвии (второе рождение), в 1957—1967 гг. — на Украине, в 1966 г. — в Армении. Доля республик (помимо России) в производстве автомобильной техники выросла с нуля до ~20 % к концу 1960-х годов. Все новые автозаводы представляли собой узкоспециализированные предприятия. По существу, как и в Западной Европе, происходила дезинтеграция старых автомобильных комбинатов с последующим выносом отдельных производств в пригороды (Ликино-Дулево под Москвой, Павлово-на-Оке недалеко от Горького) и дальше, в “новые” районы — в союзные республики и за Урал (Курган). Россия лишилась производства тяжелых грузовиков: передав их выпуск в Минск и Кременчуг, Ярославский завод стал специализироваться на изготовлении двигателей (с 1959 г.).

1967 г. стал переломным в географии советского автостроения. Луцк, где началось производство джипов, стал последним в ряду центров автомобильной промышленности, созданных в союзных республиках. С этого года новые автозаводы открываются в России. Первым из них, в том же 1967-м, стал Ижмаш.

Вопреки общемировым тенденциям (с 1973 г. темпы роста мирового автомобилестроения резко замедлились) советская автомобильная промышленность в

1970-е годы переживала настоящий бум. С вводом в строй Волжского автозавода, завершением реконструкции АЗЛК и расширением мощностей в Ижевске легковое автомобилестроение стало лидирующим сектором в отрасли. Общее производство автомобилей в 1971 г. впервые перешагнуло через миллионный рубеж.

За десятилетие выпуск автомобильного транспорта в нашей стране вырос почти в 2,5 раза, в том числе легковых автомобилей — в 4 раза, грузовиков и автобусов — в 1,5—1,8 раза. Как и в 1930-е годы, двигателем перемен стало строительство двух заводов-гигантов — ВАЗа в Тольятти и КамАЗа в Набережных Челнах. ВАЗ, наряду с “Фольксвагеном” в Вольфсбурге (ФРГ), стал крупнейшим в Европе заводом по выпуску легковых автомобилей, КамАЗ — крупнейшим в мире по производству тяжелых грузовиков. “Контракт века” с итальянским ФИАТом по строительству ВАЗа сыграл по-настоящему революционную роль в развитии не только автомобилестроения, но и всей отечественной промышленности. Завод в Тольятти стал не просто лидером отрасли, но крупнейшим (8—10 % ВВП) и наиболее экспортным машиностроительным предприятием СССР. По цепочке кооперационных связей ВАЗ поднял уровень как собственно автомобильной промышленности, так и смежных отраслей.

КАМАЗ ПОЛУЧАЕТ ОСОБЫЙ КРЕДИТ

Август 1995 г. выдался для КамАЗа действительно жарким. Помимо участия в ралли “Мастер” (Париж—Москва—Улан-Батор—Пекин), Российском автосалоне и повседневной работы напряжения добавляло ожидание: совет директоров Европейского банка реконструкции и развития должен был принять окончательное решение о предоставлении АО “КамАЗ” кредита в сумме 100 млн. долл.

Еще с начала года КамАЗ тщательно проверялся экспертными комиссиями ЕБРР, готовившими кредитное соглашение. Они составили не только заключения о финансово-экономической и производственно-технической деятельности АО, но и подробные доклады о состоянии страхования, экологии, а также по юридическим вопросам.

Накануне заключительного заседания совета директоров ЕБРР КамАЗ посетили вице-президент банка г-н Фриман и старший

банк-отдел банковского департамента г-н Марроу. За два дня они побывали на всех заводах акционерного общества, расположенных в Набережных Челнах. В научно-техническом центре ознакомились с последними разработками конструкторов завода. В Набережночелнинском автоцентре банкиры наглядно увидели, как сеть автоцентров КамАЗа преобразуется в современную дилерско-дистрибуторскую сеть.

Большую же часть своего времени представители Евробанка уделили всесторонней и детальной проверке экспертных докладов комиссий банка. Такой же строгой проверке подверглась деятельность дирекции АО “КамАЗ” по маркетингу и продажам, по экономике и финансам, по исследованиям и развитию, а также исполнительная дирекция.

Главные менеджеры АО “КамАЗ” — генеральный директор Н.И. Бех, его заместители Ю.М. Борисов, Л.Н. Комм,

О.Д. Белоненко, Д.К. Мартиди, И.М. Костин, участвуя в обсуждении основных направлений деятельности дирекции, держали своеобразный экзамен перед ЕБРР на профессионализм, необходимый руководителям для успешного вывода КамАЗа из кризиса.

Комментируя проделанную работу, Рой Фриман сказал: “Европейский банк — это международный банк, среди акционеров которого 59 государств и международных организаций. Одним из его акционеров является Россия. КамАЗ обратился к ЕБРР с просьбой о предоставлении кредита, который должен помочь ему улучшить и увеличить производство, положить конец финансовым потерям и стать рентабельным предприятием. В ходе нашего последнего визита КамАЗ представил ЕБРР ответы на вопросы о том, каким образом он собирается использовать кредит для увеличения объемов производства. Нам известно также то, какие усилия приложили работники КамАЗа, его руководство,

поставщики и банки для того, чтобы оздоровить финансовое положение фирмы. Мы высоко ценим усилия тех, кто поддерживает КамАЗ и помогает ЕБРР в проведении обсуждений. Мы ожидаем продолжения нашей работы с КамАЗом, а также того, что ком-

пания непременно поправит свое сегодняшнее финансовое и рыночное положение.”

29 августа состоялось заседание совета директоров ЕБРР, которое приняло положительное решение. Заметим, что в данном случае Европейский банк выделил кре-

дит непосредственно российскому предприятию, тогда как традиционная схема предусматривает участие промежуточного звена — государства, являющегося гарантом. Этот факт красноречиво говорит о многом.

Т. Н. ЧЕЛНОВ

ЗА РУБЕЖОМ

УДК 629.114.662-235;621.85

БЕССТУПЕНЧАТЫЕ АВТОМАТИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Д. Г. ДОРОФЕЕВ
АЗЛК

Проблема автоматизации управления автомобилей вообще и управления его трансмиссией в частности была и остается актуальной: ее решение позволит облегчить труд водителя, повысить комфортабельность движения, улучшить другие эксплуатационные показатели АТС. Раньше ее решали с помощью гидромеханической ступенчатой коробки передач (ГМП). Вначале, с середины 1930-х годов, ГМП использовали только для повышения плавности хода и автоматизации процесса трогания автомобиля с места, затем, когда появился гидравлический преобразователь момента — гидротрансформатор, и для других задач. В итоге, например, в США в середине 1970-х годов девять из десяти выпускаемых автомобилей имели ГМП. Однако свойственные автомобилю с ГМП недостатки (меньшая максимальная скорость, большие на 5—10 % время разгона, на 2—10 % — расход топлива и токсичность отработавших газов) и ужесточение норм по токсичности начала 1980-х годов привели к некоторому снижению производства автомобилей с ГМП.

Дело в том, что попытки устранить недостатки с помощью введения четырех и даже пяти передач, блокировки гидротрансформатора и других усовершенствований значительно усложнили ГМП. Так, если трехступенчатая ГМП содержит примерно в 2—2,5 раза больше деталей, а себестоимость ее в 1,5 раза выше, чем у пятиступенчатой коробки передач с ручным управлением, то четырехступенчатая с блокировкой гидротрансформатора и электронным управлением содержит в 5—6 раз больше деталей, а ее себестоимость выше в 2,5 раза.

Таким образом, можно сказать, что ГМП достигли предела своего развития, и больших качественных скачков в этой области вряд ли следует ожидать. Именно поэтому в последние годы многие автомобильные фирмы предпринимают попытки автоматизировать обычные (вальные) механические ступенча-

тые коробки передач: такие трансмиссии получают значительно проще и дешевле гидродинамических. Однако из-за сложности процесса переключения передач и необходимости сервомеханизмов управления они хуже приспособлены для автоматизации.

Коренным образом задачу автоматизации трансмиссии можно решить, используя несаморегулируемую бесступенчатую трансмиссию (БСТ): она позволяет наиболее полно согласовать оптимальные для данной нагрузки, с точки зрения расхода топлива, токсичности отработавших газов, износа деталей и т. п., режимы работы двигателя с любыми реальными условиями движения. Но для полной реализации всех этих качеств трансмиссия должна обладать высокими КПД (не менее 90 %) в широком диапазоне нагрузок, долговечностью (не менее 5 тыс. ч работы или 150—200 тыс. км пробега); габаритными размерами, позволяющими разместить ее на месте обычной коробки передач; минимальными себестоимостью и сложностью в изготовлении и эксплуатации; достаточно большим (от 5,5—6 до 8—9) диапазоном и небольшим временем регулирования (не более 1,5—2 с для всего диапазона регулирования).

Посмотрим, как решаются эти задачи за рубежом.

Основная функция, которую в идеале должна выполнять бесступенчатая трансмиссия, состоит в том, чтобы “развязать” двигатель и колеса автомобиля, дать возможность двигателю работать на оптимальном режиме (т. е. с минимальными расходом топлива, токсичностью отработавших газов и износами деталей) на всех режимах движения автомобиля.

Реализовать данную функцию непросто. Чтобы убедиться в этом, достаточно вспомнить стандартную многопараметровую характеристику карбюраторного двигателя. Из нее видно, что для каждого значения мощности двигатель имеет достаточно узкую зону экономичной работы, причем расположена она в области больших, близких к максимальному крутящему моменту, нагрузок и относительно небольших частот вращения коленчатого вала. Именно поэтому на автомобиле с обычной коробкой передач при равномерном движении на высших передачах двигатель загружается полнее, путевой расход топлива меньше, чем на низших передачах. Однако при нагрузке двигателя большим крутящим моментом на относительно малых частотах вращения нельзя допускать его пе-

регрузки при изменении условий движения, иначе наступает детонация. По этой причине движение на высших передачах, особенно на пятой ускоряющей, требует от водителя более высокой квалификации и несколько большего напряжения: водитель должен в нужный момент (например, при маневре) переходить на низшие передачи и затем возвращаться на высшую.

Бесступенчатая трансмиссия такого недостатка не имеет. Она, даже обладая несколько более низким КПД, чем ступенчатая коробка, позволяет, в принципе, снизить путевой расход топлива, уменьшить токсичность выхлопа и износ деталей двигателя. Кроме того, за счет автоматизации управления при ней (впрочем, как и на автомобиле с ГМП) значительно снижается утомляемость водителя, следовательно, повышается безопасность движения.

И то и другое вытекает из основного преимущества бесступенчатой трансмиссии — хорошего согласования характеристик двигателя и автомобиля в любых реальных условиях движения. Кроме того, по сравнению с ГМП она, как правило, гораздо проще и дешевле (ее стоимость близка к стоимости обычной коробки передач с ручным управлением). Правда, будучи несколько шумнее и “жестче” ГМП, она применяется в первую очередь на относительно дешевых автомобилях — “микролитражах”. Например, в период с 1988 по 1992 г. семь зарубежных фирм объявили о начале внедрения в серийное производство бесступенчатых трансмиссий и все — на автомобилях с двигателями рабочим объемом 800—1500 см³. И только затем об интересе к таким трансмиссиям начали говорить фирмы, выпускающие автомобили малого и среднего классов. Соответственно ведут себя и фирмы-производители трансмиссии. Например, немецкая фирма ZF (кстати, обеспечивающая многих европейских производителей легковых автомобилей гид-

ромеханическими трансмиссиями) в 1994 г. сообщила о начале производства бесступенчатых трансмиссий с клиноременным вариатором типа “Трансматик”, предназначенных для автомобилей среднего класса с двигателями рабочим объемом от 1500 до 2500 см³ и крутящим моментом до 210 Н·м (21 кгс·м). Что же касается автомобилей более высоких классов, то для них бесступенчатые трансмиссии не разрабатываются: там цена трансмиссии и расход топлива не имеют решающего значения, зато очень важны высокая плавность хода и низкая шумность, хорошо обеспечиваемые ГМП.

Основной элемент бесступенчатой трансмиссии — вариатор. Он может быть электрическим, гидрообъемным или механическим фрикционным. Подавляющее большинство разработанных и разрабатываемых — последние. Причин тому несколько: такие трансмиссии значительно проще, легче и дешевле, более быстроходны, бесшумны и долговечны.

С конструктивной точки зрения составными элементами механических вариаторов служат: фрикционный вариатор; механизм, обеспечивающий трогание автомобиля с места (сцепление); механизм реверса; система автоматического управления. Рассмотрим их.

Фрикционные вариаторы по способу передачи крутящего момента могут быть с непосредственным контактом (с телами качения) и с гибкой связью, которая обеспечивается с помощью либо неметаллических ремней (как правило, работающих всухую), либо металлических гибких элементов, работающих в масле. Результаты их сравнения по 22 критериям, полученные в исследовательском центре фирмой “Фольксваген”, приведены в табл. 1.

Как из нее видно, критических параметров не имеют лишь бесступенчатые клиноременные трансмиссии с металлическими гибкими элементами типа “Трансматик” и PIV. Одновременно специалисты фирмы отметили, что вариатор PIV чуть лучше по семи критериям (объему и массе на единицу мощности, затратам на проектирование, комплектующие и изготовление, КПД по нагрузке и по передаточному числу), чем вариатор “Трансматик”, и несколько хуже — по одному (в отношении плавности хода). Тем не менее в настоящее время вариатор “Трансматик” в силу близости фирмы-разработчика к ведущим автомобилестроительным фирмам более “продвинут” к созданию автомобильной бесступенчатой трансмиссии, чем вариатор PIV. В самое ближайшее время можно ожидать широкого применения бесступенчатых трансмиссий именно на основе вариатора “Трансматик”, который со временем, возможно, будет вытеснен вариаторами PIV.

Так обстоят дела с вариаторами с непосредственной связью.

Все другие вариаторы, приведенные в табл. 1, вряд ли найдут применение. Поэтому останавливаться на них смысла нет.

(Продолжение следует.)

Таблица 1

Тип вариатора	Критический критерий	Оценка, баллов
Торовый с хордальными роликами	Объем и масса на единицу мощности	7,0
Торовый с диаметрально-ными роликами “Pergury”	Применимость	8,0
Конусный	—	6,5
Многодисковый “Beier”	Объем и масса на единицу мощности, условия контакта, применимость	4,5
Многодисковый	Условия контакта	6,0
Шаровый	Объем и масса на единицу мощности	4,0
Дисковый “Maichen II”	Объем и масса на единицу мощности, число точек контакта, применимость	3,7
Клиноременный	Объем на единицу мощности	6,0
Клиноременный с “ремнем” “Трансматик”	—	8,0
Клиноременный с цепью PIV	—	9,0

НОВЫЙ Е-КЛАСС ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ “МЕРСЕДЕС”

На презентации, проходившей в Москве, фирма “Мерседес-Бенц” показала российским журналистам два из нового семейства (рис. 1) легковых автомобилей среднего класса — “Е230” и “Е320”. Серия этих автомобилей получила обозначение 210 и включает девять моделей (см. таблицу) с четырех- (рис. 2), пяти- и шестицилиндровыми двигателями, причем из них четыре модели — дизельные. Возможны 11 вариантов отделки салона и 15 — окраски.

Новая серия предназначена для замены моделей серии W124 (за исключением автомобилей с кузовами купе и кабриолет), которая выпускается с 1984 г. За прошедшие с тех пор 11 лет фирма выпустила 2,7 млн. автомобилей Е-класса.

В новой серии четырехдверный кузов внешне сохраняет традиционные линии моделей С- и S-классов. Сохранена и классическая компоновка автомобиля. Но значительно улучшена аэродинамика кузова: коэффициент аэродинамического сопротивления снижен на 10 % и составляет, в зависимости от модификации, 0,27—0,29.

Внешне новый автомобиль пока легко отличить от прежних моделей благодаря двоянным овальным фарам разных размеров. Правда, на самом деле фары совсем не раздельные — это единый блок. Интересно, что овальные фары станут общим элементом всех последующих моделей “Мерседес-Бенц”.

Скругленные формы передних крыльев, относительно толстые стойки кузова, конфигурация задних фонарей придают моделям оригинальность.

Автомобиль Е-класса “подрос” по сравнению с предшественником: длина увеличена на 53 мм, ширина — на 59, высота — на 16. Увеличилась также база и составила 2833 мм, что увеличило и размеры салона. Заметно свободнее и комфортнее стало, нап-

ример, на заднем сиденье. В салоне увеличено на 44 мм пространство для ног задних пассажиров. А увеличение высоты салона (на 22 впереди и на 12 мм сзади) создает ощущение простора.

Что касается отделки салона, то фирма в целом сохранила присущий ее автомобилям стиль, хотя детали салона существенно изменены и упрощены, а число их уменьшено. В то же время нельзя сказать, что салон выглядит дешево: деревянные вставки, дорогие ткани и кожа делают свое дело.

На панели приборов всего четыре прибора, если не считать электронных часов и цифрового указателя температуры воздуха за бортом. Органы управления расположены, как обычно: “Мерседес-Бенц” верен своему принципу — владелец не должен привыкать, пересев в новый автомобиль.

Для автомобилей новой серии разработаны два новых двигателя — пятицилиндровый дизель с турбонаддувом рабочим объемом 2874 см³ и бензиновая “четверка” объемом 2295 см³. Остальные двигатели заимствованы из С-, S-классов.

Новый двигатель — первый за всю историю фирмы “Мерседес-Бенц” дизель с непосредственным впрыском, устанавливаемый на легковом автомобиле. Он создан на базе другого пятицилиндрового дизеля рабочим объемом 2497 см³, выпущенного в 1985 г. и устанавливаемого на моделях “Мерседес-Бенц 250 TD”. При этом существенно улучшены его экономические и экологические характеристики. Более полному сгоранию топлива способствует наличие турбонаддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Охладитель размещен перед радиатором и понижает температуру воздуха на 80 К, что позволяет повысить коэффициент наполнения и снизить содержание оксидов азота — самых вредных веществ в отработавших газах дизелей. Однако главное достоинство, которое дает турбонаддув, это максимальный крутящий момент 300 Н·м уже при 1800 мин⁻¹ коленчатого вала. Такой “ранний” наддув сводит на нет главный недостаток турбокомпрессора — запаздывание при быстрой “раскрутке” двигателя.



Рис. 1. Седан “Мерседес-Бенц” Е-класса

Параметры	Модель автомобиля							
	E220 Дизель		E250 Дизель		E290 Турбодизель		E300 Дизель	
Двигателя:								
число и расположение цилиндров	4, рядное		5, рядное		5, рядное		6, рядное	
рабочий объем, см ³	2155		2497		2874		2996	
диаметр×ход поршня, мм	89×86,6		87×84		89×92		87×84	
степень сжатия	22,0		22,0		19,5		22,0	
максимальная мощность, кВт (л. с.), при частоте, мин ⁻¹	70 (95) 5000		83 (113) 5000		95 (129) 4000		100 (136) 5000	
максимальный крутящий момент, Н · м, при частоте, мин ⁻¹	150 3100–4500		170 3200–4600		300 1800–2400		210 2200–4600	
Коробок передач:								
тип ¹	М	А	М	А	М		М	А
число передач	5	4	5	4	5		5	4
Эксплуатационные:								
максимальная скорость, км/ч	180	177	193	190	200		205	203
время разгона с места до 100 км/ч, с	17	17,4	15,3	15,7	11,5		13	13
расход топлива, л/100 км:								
при 90 км/ч	5,0	5,7	5,1	5,5	4,6		5,3	5,8
при 120 км/ч	6,5	7,2	6,6	7,0	6,2		6,8	7,3
в городском цикле	8,3	8,4	9,2	8,7	7,8		10,0	9,5
Снаряженная масса, кг	1390		1440		1470		1490	

Параметры	Модель автомобиля									
	E200		E230		E280		E320		E420	
Двигателя:										
число и расположение цилиндров	4, рядное		4, рядное		6, рядное		6, рядное		8, V-образное	
рабочий объем, см ³	1998		2295		2799		3199		4196	
диаметр×ход поршня, мм	89,9×78,7		90,9×88,4		89,9×73,5		89,9×84		92×78,9	
степень сжатия	9,6		10,4		10,0		10,0		11,0	
максимальная мощность, кВт (л. с.), при частоте, мин ⁻¹	100 (136) 5500		110 (150) 5400		142 (193) 5500		162 (220) 5500		205 (279) 5700	
максимальный крутящий момент, Н · м, при частоте, мин ⁻¹	190 4000		220 3800		270 3750		315 3850		400 3900	
Коробок передач:										
тип ¹	М	А	М	А	М	А	А	А		А
число передач	5	4	5	4	5	4	4	5		5
Эксплуатационные:										
максимальная скорость, км/ч	205	202	215	212	230	227	235	235		250
время разгона с места до 100 км/ч, с	11,3	11,8	10,5	10,3	9,1	8,7	7,8	7,8		7,0
расход топлива, л/100 км:										
при 90 км/ч	6,1	6,9	6,1	6,9	7,5	8,0	8,3	7,6		8,2
при 120 км/ч	7,6	8,5	7,5	8,5	9,0	9,6	9,9	9,0		9,7
в городском цикле	10,9	10,9	11,3	10,9	14,6	12,4	12,9	13,1		14,1
Снаряженная масса, кг	1370		1380		1500		1530		1620	

¹ М — механическая; А — автоматическая.

Бензиновый четырехцилиндровый силовой агрегат аналогичен двигателю рабочим объемом 2199 см³, но имеет увеличенные рабочий объем и степень сжатия. Все бензиновые двигатели оснащены системой впрыска топлива с электронным управлением. Благодаря каталитическому нейтрализатору значительно снижена токсичность отработавших газов. В частности, оксида углерода — на 15 %.

В трансмиссии применены автоматические коробки передач — четырехступенчатая или пятиступенчатая (на большинстве модификаций — по заказу). Причем стоит отметить, что на модели с турбодизелем (2874 см³) применяется только пятиступенчатая механическая трансмиссия.

Двигатель и коробка передач закапсулированы. Звукоизоляция — изнутри на капоте, стенках моторного отсека и трансмиссионного тоннеля.

Существенные изменения внесены в конструкцию передней подвески. Вместо стоек “макферсон” установлена традиционная двухрычажная подвеска, которая обеспечивает стабильность движения колеса.

Задняя подвеска — независимая, многорычажная. Каждое колесо направляется пятью рычагами, установленными в определенном положении. Эта схема обуславливает нейтральную поворачиваемость и компенсацию момента сил инерции, действующего на кузов при торможении и повороте.

Уровень шума от подвески и колес снижен благодаря резиновым элементам крепления дифференциала к подрамнику задней подвески. Мягкость подвески обеспечивают большой ход пружин и газонаполненные амортизаторы. Спереди и сзади применены стабилизаторы поперечной устойчивости.

Тормозная система — двухконтурная, с дисковыми тормозными механизмами на всех четырех колесах и вакуумным усилителем. Применение низкопрофильных шин 195/65 R15 91T, 205/65 R15

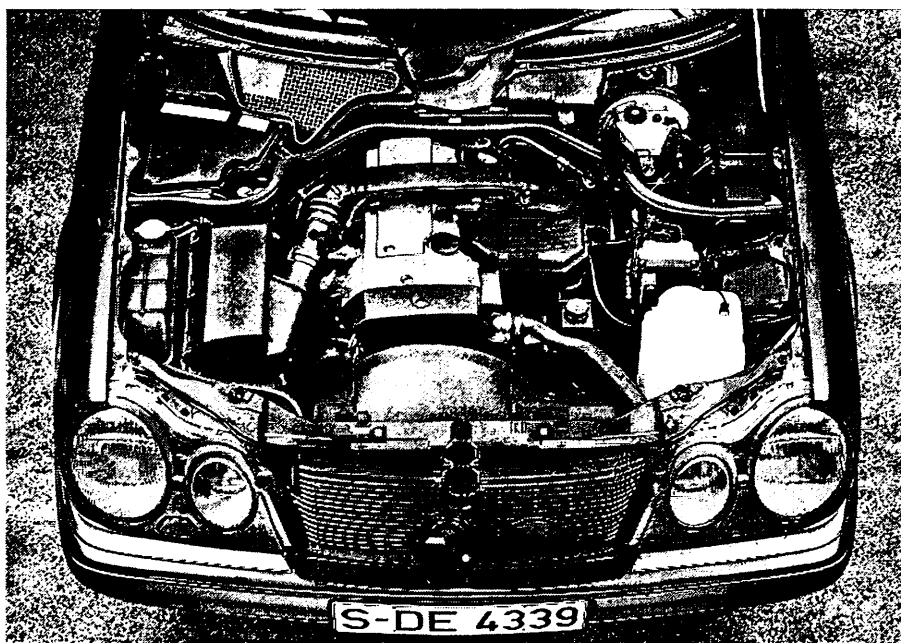


Рис. 2. Четырехцилиндровый двигатель рабочим объемом 2295 см³ мощностью 110 кВт (150 л. с.)

94H и ободов 61/2J×15 и 71/2J×16 позволило установить диски большего диаметра, допускающие более высокое тормозное усилие. На всех моделях передние диски вентилируемые. Стояночный тормоз — барабан на задних колесах, привод которого осуществляется тросом от отдельной педали.

Рулевой механизм (впервые на “Мерседесе”) типа “шестерня-рейка”. По заказу возможна установка усилителя с переменным, в зависимости от скорости, усилением. Главное преимущество рулевого механизма такого типа — более четкое “ощущение” дороги через реактивные усилия на рулевом колесе.

Для Е-класса специалисты фирмы “Мерседес-Бенц” разработали новую интегрированную систему безопасности, куда в качестве стандартного оборудования входят АБС, надувные подушки безопасности для водителя и переднего пассажира, ограничители усилия натяжения ремней. Кроме того, можно заказать боковые подушки безопасности, которые монтируются в подлокотники передних сидений. (По-видимо-

му, немецкой фирме не дают пока успехи шведской “Вольво” в этом направлении.)

В число стандартного оборудования входят также: централизованная блокировка замков дверей, противоугонная система с пультом дистанционного управления, электрические стеклоподъемники передних и задних дверей, асферическое наружное зеркало заднего вида (слева), тонированное остекление, электрообогрев заднего стекла, галогенные фары, раздельное освещение салона для передних и задних пассажиров, освещение багажника и др.

Хотя список стандартного оборудования, как видим, обширен, все же покупателям кое за что придется платить дополнительно. Например, за систему “Парктроник”, помогающую водителю маневрировать в стесненных городских условиях, навигационную систему “Автопилот”.

И последнее. Новые “Мерседес-Бенцы” выполнены так, что после завершения эксплуатации их можно утилизировать на 85 %.

А. С. САВЧЕНКО

Указатель статей, опубликованных в 1995 г.

Подсобляев В. С. — НИИТавтопрому — 50 лет 10
Пугин Н. А. — Уважаемые читатели. 7

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Азарова Ю. В., Кутенев В. Ф., Шмидт А. Г. — Мощность двигателя и расход топлива как средства повышения конкурентоспособности легковых автомобилей. 9, 11
Азоев Г. Л. — Сокращение времени разработки нового автомобиля — важнейшее условие успеха на рынке. 6
Балабин И. В. — Сертификация как инструмент рыночного механизма. 4
Борзыкин А. Я. — Статус академии — не девальвируется. 6
Желтяков В. Т., Аргусов А. К., Григорьев М. А. — Новое в сборке двигателей ЯМЗ. 8
Нефедьев Я. Н., Болтовский Ю. А., Бирюков С. И. — АБС: создание, испытания, производство. 9
Пашков В. И. — Правовые аспекты банкротства предприятий. 1, 2, 3
Пашков В. И. — Финансово-промышленные группы в России. 11, 12
Разумовский В. В. — Проблемы пассажирских АТС. 8
Сереженкин А. М. — О стимулировании развития парка газобаллонных автомобилей. 3
Синько В. И., Корниенко А. А. — Транспортные проблемы Крайнего Севера. 2
Фуфаев С. А. — Запасные части к автомобилям ВАЗ. От дефицита к стимулированию сбыта. 1
Шехтер В. Е., Шуршалов А. И. — Вчера, сегодня и завтра Московского шинного завода. 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОМОТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Аболтин Э. В., Марченко С. А., Суворова Н. Я. — Турбокомпрессор с газовой смазкой подшипников. 9
Александров И. К. — Оценка энергетической эффективности двигателей. 2
“Альтерна” — новое направление в автобустроении России. 7
Анахин А. А. — ГолАЗ выбрал свой путь. 7
Анисимов В. М., Скороспешкин А. И., Грачев П. Ю., Тарановский В. Р., Кудояров В. Н. — Автомобильные стартеры и генераторы. Состояние и перспективы развития. 11
Батьянов С. А. — Легковые, легкие грузовые и грузопассажирские АТС. 7
Бензиновые двигатели УЗАМ молодеют. 7
Благодарный Ю. Ф. — Автобусы (Нагруженность и прочность кузовов). 4
Буравцов А. И., Евграфов А. Н. — Нижний обтекатель. Влияние на аэродинамику подкапотного пространства и поднижневой зоны автомобиля. 9
Вахошин Л. И. — Тракторный дизель на грузовом автомобиле. 2
Вахошин Л. И., Дельцов И. К., Скворцов Б. Л. — Вакуумный насос для усилителя тормозов. 11
Ведерников А. А. — “УралАЗ” расширяет гамму своих автомобилей. 7
Гаврилов А. А., Шкарупило А. Я., Эфрос В. В. — Система выпуска двухцилиндрового дизеля с газотурбинным наддувом. 6
Гальченко А. М. — Специальные автомобили “Бецема”. 4
Геллер С. В. — Об эжекционной подаче воздуха в систему выпуска отработавших газов. 1
Генераторы и стартеры АО “Завод имени А. М. Тарасова”. 7
Григорьев М. А., Сонкин В. И. — Какими будут бензиновые двигатели легковых автомобилей. 3
Григорьев М. А., Большаков В. В., Федоров С. Н. — Режимы работы, параметры рабочего цикла и расход масла ДВС. 8
Грицкевич В. В. — Тенденции развития гидромеханических передач мощных АТС. 1

Грищенко В. И. — Двухрядные подшипники для колес легковых автомобилей. 3
Гуськов В. Ф., Свириг О. А., Таха Ю. С. — Температура стенки цилиндра и параметры дизеля. 2
Демидович И. Ф. — Автобусы МАЗ. 7
Дмитриченко С. С., Горин Э. А., Панкратов Н. М., Борисов Ю. С. — Новые возможности для повышения усталостной прочности. 2
Дьяков И. Ф. — Динамическая компоновка автомобиля. 4
Евграфов А. Н. — Боковой ветер и расход топлива автопоездом. 1
Егин Н. Л. — Автомобиль на “твердом” газе. 8
Есенберлин Р. Е., Бунькин В. И. — Нейтрализатор отработавших газов. 3
Есеновский-Лашков Ю. К., Вержбицкий А. Н., Плиев И. А., Овчинников В. М., Краснов А. С. — Автомобили для инкассации и перевозки ценностей. 9
ЗИЛ начал новый этап своего развития. 7
Злотин Г. Н., Гибадуллин В. З. — Если водород добавлять в конце такта сжатия. 11
Каменев В. Ф., Ефременков С. А. — Способ управления двигателем, работающим на обедненных топливовоздушных смесях. 3, 4
Каракое И. П. — Оптимизация параметров кривошипно-шатунного механизма ДВС. 10
Квайт С. М., Купеев Ю. А. — Еще раз о накопителях энергии в системах пуска ДВС. 11
Козырев Р. В. — Длиннобазные автобусы КАВЗ. 1
Козырев Р. В. — Полуприцеп-автобус “Тролза-6020”. 8
Козырев Р. В. — Автобусы-самосвалы ММЗ. 12
Колесников В. С., Григоренко Л. В. — Условия полного использования тормозных свойств АТС. 11
Кондратьев А. В. — Сочлененные автобусы. 6
Кондрашкин А. С. — Ижевский заднеприводный. 7
Коневцов М. Д. — Для АБС легкового автомобиля. 11
Костив Е. Т. — Львовский автобусный завод в новых условиях. 7
Кузнецов Б. К., Сафонов Н. Б. — Автобус ПА3-3205. Основание кузова. 12
“ЛиАЗ” и ЛиАЗы. 7
Куликов А. В. — Продукция АО “Москвич”. 7
МАЗ и рынок. 7
Малюта В. М. — С маркой “Сделано ЯЗТА”. 7
Медовщиков Ю. В. — Мини-автомобиль с кузовом из стеклопластика. 1
Михайлин А. А., Зыков В. А. — Объемные гидравлические тормоза. 3
Назаров А. Д. — Детали КШМ и виброакустические показатели двигателей. 9
Некрасов В. И. — Компактные многоступенчатые (Коробки передач). 6
Николаев Н. П. — Система смазки с сухим картером. 2
Отрохов В. П. — Модульные коробки передач для грузовых автомобилей. 9
Павинский С. Ю., Яценко Н. Н. — Легковой автомобиль (Нагруженность и прочность кузовов). 4
Патрахальцев Н. Н., Адрес Вальдеррама Ромеро, Хуан Градос Калдерон — От отключения цилиндров — к отключению циклов. 11
Петров В. А. — Принципиальные схемы. Анализ и выбор (Коробки передач). 6
Пичугин В. Б., Токарев В. И., Минеев А. М. — Двигатели. С учетом спроса. 7
Прицепы и полуприцепы из Челябинска. 7
Прицепы к легковым автомобилям. 7
Разумовский В. В. — Новое городское автотранспортное средство. 3
РАФ остается РАФом. 7
Русадзе Т. П., Партладзе Г. Я., Лосаберидзе Г. С., Фролов А. Т. — Система регулирования угловых скоростей ведущих колес. 11
Сваталов М. В., Протасов А. В. — Армейский эвакуатор-транспорт в конверсируемом варианте. 9
Семейство “ГАЗелей”. 7
Семейство “Термодов”. 7
Сергеев А. Л. — Городской автобус: совмещение характеристик гидротрансформатора. 3
Серегин В. З., Загарин А. В. — На любой вкус. 10

Сокоиков В. К., Арустамов Л. Х. — С помощью электрогидродинамической системы впрыскивания топлива	10
Тверской Б. М. — ТНВД и нагруженность трансмиссии дизельного АТС	12
Тимонин Е. Д., Ульянов А. Е. — Газобаллонные ГАЗы	7
Тимченко А. И. — Профильные соединения — альтернатива шлицевым и шпоночным	10
Тюфяков А. С., Слепов Ю. В. — Датчик расхода воздуха для МП-систем управления бензиновыми двигателями	6
Фасхiev X. A., Павленко П. Д. — О прочностной доводке конструкций	2
Фасхiev X. A. — Несущие системы автомобилей	12
Филькин Н. М. — Оптимизация параметров ДВС внешней скоростной характеристики по тягово-скоростным свойствам АТС	10
Харитонашвили В. А. — Для регулирования производительности компрессора	8
Холодный Ю. Ф. — Распределенная удельная нагрузка на тормозной барабан	2
Эфрос В. В., Драгомиров С. Г., Белов Е. А. — Центральный впрыск топлива. Перспективы применения	1
Эфрос В. В., Шкарупило А. Я. — Наддув двухцилиндровых дизелей	2
Эфрос В. В., Панов В. В., Белов В. В., Лопухин В. И., Плешанов А. А. — Малоразмерный дизель с масляным охлаждением	8
Юри А. Э. — Преобразование крутящего момента двигателя в трансмиссиях легковых автомобилей	12
ЯМЗ: на уровень современных требований	7
Яценко Н. Н., Енаев А. А. — Реальный коэффициент сцепления и его опытная оценка	6

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Антропов Б. С., Слабов Е. П. — Резервы экономии масел	9
Бейгельдруд Г. М. — Установка для очистки сточных вод	2
Григорьев М. А., Новиков В. Г., Колосова С. Р. — Абразивное изнашивание вкладышей подшипников коленчатого вала	1
Данилов А. М. — Для улучшения эксплуатационных свойств топлив и масел	2
Данилов А. М., Емельянов В. Е., Соколов В. В. — Мощные присадки к автомобильным бензинам	6
Данилов А. М., Емельянов В. Е. — Антиводокристаллизующие и антиобледенительные присадки	10
Данилов А. М., Емельянов В. Е., Соколов В. В. — Антидетонационные добавки к автомобильным бензинам	11
Дмитриевский А. В. — Особенности карбюраторов двигателей, поперечно расположенных на автомобиле	8
Егин Н. Л. — Рекуператор-электролизер	4
Егин Н. Л. — КУПОН — помощник водителя автопоезда	11
Есенберлин Р. Е., Бунькин В. И. — Восстановление коленчатых валов вибродугуговой наплавкой	1
Корнюшин В. М. — Газобаллонная аппаратура для грузовых автомобилей	10
Кулаков Н. Т., Мистриков М. И. — Оценка работоспособности и остаточного ресурса поршневых колец двигателей КамАЗ	12
Нурмиев Г. Н. — Гаражное оборудование	3
Папонов В. С., Полякова М. Г., Зацепин И. А., Тихомиров А. А., Пархоменко Н. Д. — Работоспособность моторных масел в дизеле ГАЗ-542	1
Папонов В. С., Полякова М. Г., Зацепин И. А., Тихомиров А. А., Арабян С. Г., Холомонов И. А., Белянчиков Г. П., Никитин А. Г. — Метод квалификационной оценки коррозионной активности моторных масел	3
Селезнев И. В., Николаев Ю. Д., Ефимов В. С. — Газовый датчик высокого давления	8
Эйдинов А. А., Ют В. Е., Матюгин Ф. В. — Автомобильные контрольно-диагностические системы	4
Фуфаев С. А. — Модель прогнозирования объемов выпуска автомобильных запасных частей	9

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Аманов С. Р., Горин А. Д. — Для плазменной наплавки выпускных клапанов	12
------------------------------------------------------------------------	----

Ашкин В. А. — Многоугольный шаблон типов посадок водителя и пассажира	12
Бочаров А. В., Давыдов А. Д. — Программное обеспечение АДАМС	9
Бейгельдруд Г. М. — Комплексная система очистки сточных вод	10
Бойцова Т. К., Кузнецов Э. А. — Противозадирное фосфатирование	6
Брызгин Б. А. — Не выполнять нельзя, выполнить невозможно	12
Бухтеева И. В., Тетерин В. Ф. — Гибкая система механической обработки корпусных деталей	8
Ваганов В. К., Молохов И. Ф. — СОЖ В-3М в зубонарезании	11
Вакатов А. В. — Контактная точечная сварка оцинкованной стали	4
Высоцкий М. С., Петько В. И., Горбачев М. И. — Цифровая система управления виброиспытаниями	3
Галламов Р. М. — Величины напряжений в кольце дает эксперимент	1
Гареев В. М., Карачинов В. А. — Бортовой волоконно-оптический измеритель расхода топлива	11
Герашенко В. В., Яскевич М. Я. — Стенд для испытаний автомобиля	6
Графчев А. П., Летчфорд Т. Н., Хрипунов В. В., Раткина О. В., Тюрникова В. Н. — Инструменты: вместо импортных — отечественные	11
Грушников В. А., Киселев Н. С. — Оптимизация программ полигонных испытаний АТС	3
Гуляев С. А. — Сжатый газ как моторное топливо	2
Дмитриев В. Ю. — Определение количества топлива, попадающего в масляную полость ТНВД	1
Зайчик Л. А. — Новый испытательный комплекс	4
Зинченко В. М. — Технологические факторы, геометрические размеры и форма шестерен	8
Зинченко В. М. — Пути снижения деформации шестерен	11
Иванченко А. Б. — Безмоторный стенд для моделирования теплового состояния поршней дизелей	2
Казаков О. И., Любченко Н. П. — САПР и формализация схем электрооборудования	2
Калинковский В. С., Шердин В. А., Юрьев Ю. М. — Определение характеристик безопасности шин	1
Кудряш А. М., Шатров Е. В. — Водород и дизель	2
Лобанов А. С., Черкесов В. Н. — Выигрывает качество обработки деталей при деформирующем прошивании-протягивании	10
Макарычев Ю. М., Рыжов С. Ю. — Стенд для контроля электромагнитных форсунок	6
Максимов Ю. В., Анкин А. В. — Образование погрешности при комбинированной обработке нежестких валов	9
Мельников В. З., Тарамыкин Ю. П. — Программа для проектирования передач с многопарным зацеплением зубьев	12
Муковоз Ю. А., Клименко С. А. — Новый инструмент для обработки восстановленных деталей	1
Мусин А. Н., Лапшин В. П., Быкова Н. А., Строев В. Н., Соколов В. А. — Безасбестовые фрикционные накладки фирмы "ТИИР"	4
Подсобляев С. В. — Разработки, продукция и услуги российского центра технологической науки	7
Смуров А. М. — Высокоэффективные способы изготовления штампованных стальных деталей	11
Турчина Т. Н., Литвин Е. В., Качан В. И. — Гидравлические масла и их влияние на СОЖ	3
Фаробин Я. Е., Иванов А. М., Сугаров М. В. — Сертификация без ходовых испытаний	10
Ханин Б. Л., Красный В. А., Козырев Ю. П., Седакова Е. Б., Покровский Ю. Г., Шумков В. Г., Михайлов А. А. — Карбидохромовые покрытия и долговечность поршневых колец	8
Шумский С. Н., Федянов Е. А. — Прибор для выбора параметров алгоритма коррекции УОЗ	3
Щедрин А. В. — Новый инструмент (Деформирующее прошивание-протягивание)	10

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров России	
Астров В. А. — Все начинается с дороги	2

Астров В. А. — Принимая во внимание дорожную сеть	10
Борзыкин А. Я. , Лункин И. А., Богданов В. В. — Энергопоглощающая способность лонжеронов автомобиля при фронтальном ударе	2
Добромиев В. Н., Чистов М. П., Сабуров А. М. — С учетом возможностей переходного периода	10
Зальцведелъ Ханс — Дизели КХД с жидкостным охлаждением	7
Корольков Ю. А. — Перспективы развития российских структуры выпуска и автомобильного парка	10
Котляренко В. И. — На шинах сверхнизкого давления	11
Резниченко В. А. — Какой автомобиль нужен России?	10
Селифонов В. В., Владимиров Н. Л., Дамдын С. И. — Дисковый тормоз с обратной парой трения и жидкостным охлаждением колодок	2
Синцеров А. М. — Отечественная автомобильная промышленность (к 100-летию первого русского автомобиля)	12
Соловьев В. Н. — Автоматические коробки передач фирмы "Й. М. Фойт ГмБХ" в российском исполнении	7
Суоров В. Д. — "АСМ-клирингбанк"	10
Челнов Т. Н. — КамАЗ получает особый кредит	12
Чирканов В. Ф. — Простой, надежный, многофункциональный и дешевый	10
Эйдинов А. А. — Электромобили	11
<i>Активная безопасность АТС</i>	
Ахметшин А. М. — АБС для грузовых автомобилей ЗИЛ	3
Веселов А. И., Никульников Э. Н. — Развитие требований	1
Высоцкий М. С., Савченко В. В., Реутский А. П., Маньшин Г. Г., Горбачевич М. И., Бендерский Д. А. — Новое направление	1
Давыдов А. Д. — Новое в методах испытаний	4
Майборода О. В., Литвинова Т. А. — Состояние и пути повышения	1
Павлов В. А., Козлов В. А. — Курсовая устойчивость прицепов с управляемыми колесами	4
Плавельский Е. П., Давыдов А. Д. — Устойчивость и управляемость АТС с подвижными грузами	4
Селифонов В. В., Лавровский Э. В. — Движение сочлененного автобуса с задней толкающей секцией	3
<i>Пассивная безопасность АТС</i>	
В. Н. Гордиенко — Пассивная безопасность европейских АТС	4
Игнатов О. Л., Сапрыгин В. Д., Гаин П. В., Снимщиков И. Я., Руденко С. Д., Федосеев Н. Н., Кортюков И. И. — Системы пассивной безопасности для легковых автомобилей	3
Рябчинский А. И. — Пассивная безопасность автомобилей: история, современный уровень, перспективы	2
<i>Конструкции АТС и их экологические качества</i>	
Бакалейник А. М., Онойченко С. Н., Емельянов В. Е., Дейнеко П. С., Климова Т. А. — Бензинов	9
Герашенко В. В., Яскевич М. Я. — Работает на режимах малых нагрузок	8
Горнушкин Ю. Г. — Антитоксичная система выпуска отработавших газов для мотоцикла	8

Донченко В. В. — Государство и защита окружающей среды	4
Капустин А. А., Добрынин Ю. Г. — Фильтры-сажеуловители	8
Легошин Г. М. — Экологический КПД систем снижения токсичности отработавших газов	8
Малышев А. Н., Широких Д. П. — Новый каталитический нейтрализатор	8
Мерцалов А. А., Куров Б. А., Нестеров В. А. — Методика испытаний	8
Пичугин В. Б., Скибарко С. И., Аскинадзе Ю. Г. — Двухтопливные двигатели	6
Полиенко Ю. А. — Автомобили ЗИЛ	4
Райков И. Я., Жабин В. М., Сергиевский А. В. — Двигатель ЗМЗ-53. Работа на сжатом природном газе	6
Росинский В. М., Манаенков В. М. — Экологические свойства дизельных топлив	9
Сенько В. К. — Бесконтактные системы	9
Ютт В. Е., Ламм А. Б. — Свечи зажигания	9
<i>Автомобили в Великой Отечественной войне</i>	
Автомобильный транспорт	5
Александров М. А. — В годы коренного перелома и завершающих сражений	5
Белокриницкий В. В. — В цехе "катюш"	5
Бендикс Р. — "Прикомандированные" по ленд-лизу	5
Бутырин М. А. — Дорога жизни	5
Иванов П. Н. — Бронеавтомобили	5
Козырев Р. В. — Только функциональность	5
Котлов Л. Д. — Газовские танки	5
Москвин В. В. — Несколько дней войны	5
Невселев А. А. — Подшипники в венке Победы	5
Николаев В. Н. — Автомобили для армии	5
Ратный и трудовой подвиг народа	5
Симоенко Г. Н. — Рожденные в грозные годы	5
Студеникин И. И. — К массовому выпуску оружия ближнего боя	5
Фиттерман Б. М. — Конструкторы осваивают смежные профессии	5
Ястребов В. М. — Московский ЗИС делает снаряды и мины	5
<i>За рубежом</i>	
Гордиенко В. Н. — Активная безопасность. Новые зарубежные решения	9
Гордиенко В. Н. — Внедорожник "Тойота"	10
Давтян Р. И., Бабаев А. И. — Дизели "Ауди" и "Фольксваген" для легковых автомобилей	10
Дорофеев Д. Г. — Бесступенчатые автоматические трансмиссии для легковых автомобилей	11, 12
Козырев Р. В. — "Опель Омега"-94	4
Козырев Р. В. — Лазерная стереолитография	6
Козырев Р. В. — "Опель Комбо"	9
Малахов Ю. В. — "Спецэлектрод": ставка на развитие	6
Никульников Э. Н., Мельников О. В., Петров В. М. — Активная и пассивная безопасность мототехники	1
Спирин В. Е., Эйдинов А. А., Купеев Ю. А. — ИСАТА-27: проблемы и решения по развитию автомобилестроения в начале XXI столетия	6
Станков Б. Д. — "Вольво" для России	11
Савченко А. С. — Новый Е-класс легковых автомобилей "Мерседес"	12
Коротко о разном	4, 6, 8, 11

ЛЕГКИЙ ЭЛАСТИЧНЫЙ ПОЖАРОСТОЙКИЙ ИМПОРТНЫЙ ПОРОЛОН

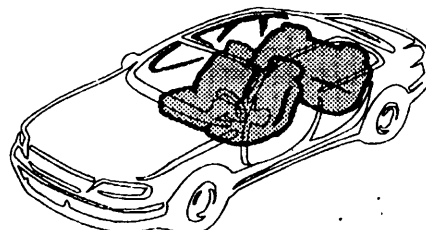
ИМЕННО ТАКОЙ ПОРОЛОН ПОКУПАЮТ
ЛИДЕРЫ МИРОВОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

Доставим вагоном, контейнером, автомобилем.
Расширяем региональную сеть дилеров.
Оплачиваем услуги посредников.



A/O OREOL

125319, г. Москва, ул. Черняховского, д.9. Тел: 152-9871, 152-7815 Факс: (095)152-6971



PG "OREOL"

Содержание

Экономика и организация производства

Пашков В. И. — Финансово-промышленные группы в России 1

Конструкции автотранспортных средств

Козырев Р. В. — Автомобили-самосвалы ММЗ 6

Прочность — важнейший показатель АТС

Фасхиев Х. А. — Несущие системы грузовых автомобилей 8

Кузнецов Б. К., Софонов Н. Б. — Автобус ПА3-3205. Основание кузова 12

Резервы механических трансмиссий еще не исчерпаны

Юрц А. Э. — Преобразование крутящего момента двигателя в трансмиссиях легковых автомобилей 13

Тверсков Б. М. — ТНВД и нагруженность трансмиссии дизельного автомобиля 15

Александров И. К. — Механические трансмиссии. Потери с учетом нагрузочных режимов 16

Автотехобслуживание

Кулаков А. Т., Мистриков М. И. — Оценка работоспособности и остаточного ресурса поршневых колец двигателей КамАЗ, бывших в эксплуатации 18

Технология, оборудование, материалы

Ашкин В. А. — Многоугольный шаблон типов посадок водителя и пассажира 20

Мельников В. З., Тарамыкин Ю. П. — Программа для проектирования передач с многопарным зацеплением зубьев 25

Аманов С. Р., Горин А. Д. — Для плазменной наплавки выпускных клапанов 26

Читатель... недоумевает

Брюзгин Б. А. — Не выполнять нельзя, выполнить невозможно 27

Информация

К 100-летию российского автомобиля

Синицеров Л. М. — Отечественная автомобильная промышленность 28

Челнов Т. Н. — КамАЗ получает особый кредит 30

За рубежом

Дорофеев Д. Г. — Бесступенчатые автоматические трансмиссии для легковых автомобилей 31

Автомобильная промышленность, 1995, № 12

Савченко А. С. — Новый Е-класс легковых автомобилей "Мерседес" 33
Указатель статей, опубликованных в 1995 г. 36

Главный редактор В. П. МОРОЗОВ

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. В. Барбашов, А. А. Быковский, Н. Н. Волосов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, А. З. Горнев, М. А. Григорьев, Б. И. Гуров, Ю. К. Есеновский-Лашков, Р. А. Карачурин, А. Л. Карунин, Ю. А. Купеев, Е. Н. Любинский, В. И. Пашков, В. Д. Полетаев, А. М. Серезженкин, Н. Т. Сорокин, В. Е. Спирин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Ордена Трудового Красного Знамени
издательство "Машиностроение"

Художественный редактор Т. Н. Погорелова

Технический редактор А. В. Долганов

Корректор Д. А. Фокалкин

Сдано в набор 1.09.95 Подписано в печать 20.11.95

Форма 60х88 1/8. Бумага кн.-журн. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Усл. кр.-отт. 5,88. Уч.-изд. л. 6,71.

Зак 940.

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, Ветошный пр., 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427

Телефоны: 928-48-62 и 298-89-18

Оригинал-макет и электронная версия изготовлены компанией

ЭЛЕКТРОНИНФОРМ, тел., факс 120-80-82

Отпечатано в Подольской типографии

Чеховского полиграфического комбината Комитета РФ

по печати, 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 25



**АО НИИТ
АВТОПРОМ**

Крупный научно-исследовательский и инженерный центр по технологии автомобилестроения

***предлагает вашему вниманию
ШИРОКИЙ КОМПЛЕКС УСЛУГ!***

***Вы хотите усовершенствовать технологию
и заменить устаревшее оборудование
на вашем предприятии?***

**Мы можем вам предложить прогрессивные
оригинальные разработки по основным видам
производств в машиностроении.**

***Вас интересуют инжиниринг и поставка
сварочного, окрасочного оборудования,
измерительной техники и программируемых
контроллеров современного уровня?***

**Этот вид услуг вам могут предоставить совместные
предприятия и технико-коммерческие центры,
организованные с фирмами Австрии, Болгарии,
Германии, США, Швейцарии, Югославии - на более
выгодных условиях, чем закупка по импорту.**

***Вы желали бы привлечь внимание
к своей продукции,
расширить рынок ее сбыта?***

**Мы можем помочь вам, сдав в аренду элегантные
современные помещения для проведения симпозиумов,
выставок, презентаций с предоставлением услуг по их
организации, поиску партнеров.**

ПРИГЛАШАЕМ ПОСЕТИТЬ НАШУ ФИРМУ!

**Мы уверены,
что ваше время не будет потрачено зря
и мы сумеем
стать для вас полезными.**



**Наш адрес: 115533, Москва, проспект Андропова, 22/30.
Телефоны: 118-36-47, 118-20-00
Телекс 412158, телефакс 118-35-55
Телетайп 114461 Кармин**

⇒ **ИЗОБРЕТАТЕЛИ !** ⇐

EAST-WEST INVENTORS ALLIANCE

основана в целях укрепления сотрудничества между
Россией и Америкой и для помощи Российским изобретателям
по патентованию и маркетингу их изобретений на Западе.

ЭЛЕКТРОНИКА

Вычислительная техника
Оптика
Средства связи
Измерения
и пр.

ХИМИЯ

Биотехнология
Материалы
Генетика
Медицина
и пр.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Математика
Механика
Космос
Производство
и пр.

Ждем от Вас: **Краткий обзор на русском
или английском языке**

- Описание
- Функциональные чертежи
- Информацию о том, как с Вами связаться

Комиссия специалистов рассмотрит Ваш краткий обзор и решит,
имеет ли Ваше изобретение шансы на успех на Западе.

Если Ваше изобретение будет выбрано для оценки, мы предложим
Вам договор о сотрудничестве и после его подписания произведем
первую предоплату 1000.- долларов США.

EAST-WEST INVENTORS ALLIANCE, INC.

2000 Bering Drive, Suite 850, Houston, Texas 77057
Bankers: Texas Commerce Bank, Houston, Texas 77056, USA

Свяжитесь с нами по любому из следующих адресов:

Россия, Москва, 107078, а/я 103

USA

P.O.Box 56148
Houston, TX 77256-6148
Телефон:
8-10-1-713-206-57 57
Факс:
8-10-1-713-787-1018

Sweden

P.O.Box 70396
S-107 24 Stockholm
Телефон:
8-10-46-8-99 60 12
Факс:
8-10-46-8-20 95 54

Switzerland

P.O.Box 130
CH-8034 Zürich
Телефон:
8-10-41-1-383 1290
Факс:
8-10-41-1-386 6188

Worldwide Internet E-Mail: ewia@neosoft.com

Гарантируем полную конфиденциальность.

МХА "АВТОЭЛЕКТРОСИСТЕМА" И ЗАО "МОСЭКОТРАНС" — ЭТО

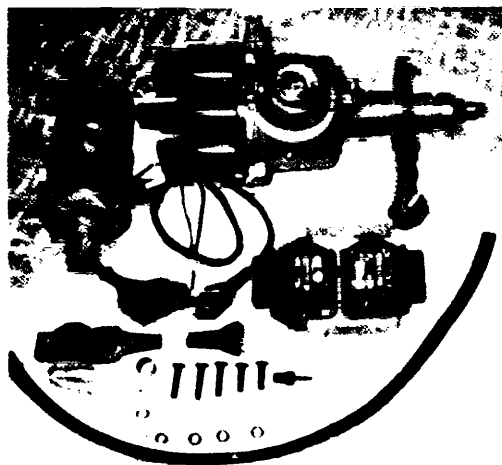
разработка, производство, внедрение и обслуживание экономичных, антитоксичных систем и устройств для автотранспортной техники (бесконтактные системы зажигания, трибохимические восстановители моторного масла ДВС, нейтрализаторы отработавших газов, фильтры-нейтрализаторы дизелей), а также различной диагностической аппаратуры.

Бесконтактная система зажигания высокой энергии для автомобилей ЗИЛ и автобусов ЛиАЗ-677М

(сертификат № ГОСТ Р RU.АТОЗ.1.2.1820, ТО 37.003.905-94)

обеспечивает

- надежный пуск непрогретого двигателя при температуре окружающей среды до -40°C
- устойчивую работу двигателя на обедненных топливовоздушных смесях, в том числе на режимах холостого хода
- улучшение динамических качеств автомобиля
- экономию топлива в условиях городского движения — 5-7 %
- снижение вредных выбросов в отработавших газах — на 25-30 %
- возможность установки водителем оптимального угла опережения зажигания без дополнительного оборудования.

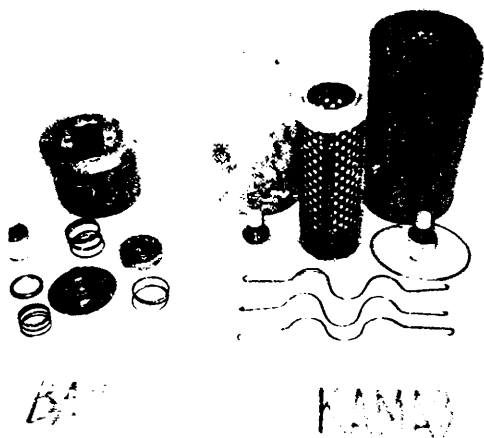


БСЗ состоит из бесконтактного датчика-распределителя; катушки зажигания ("сухой") с замкнутым магнитопроводом; электронного и аварийного коммутаторов на одном радиаторе; диагностического индикатора; жгута проводов; комплекта крепежных и специальных элементов.

Система легко монтируется на автомобиль (автобус), ее техническое обслуживание несложно. Затраты на нее окупаются при пробеге АТС, равном 25-30 тыс. км.

"Мосэкотранс" берет на себя обучение специалистов по монтажу и обслуживанию БСЗ, а также ее снабжение запасными частями.

Трибохимический восстановитель "Тройлер"



обеспечивает бесменную работу моторного масла
увеличивает срок службы моторного масла в 8-10 раз,
ресурс работы двигателя до его переборки — в 1,3-1,5
раза
снижает расход масла "на угар" на 30-50 %, лако- и нагарообразование на деталях ЦПГ — на 40-60 %
уменьшает дымность и токсичность отработавших газов
исключает "сухое" трение при пуске.

"Тройлер" может заменить любой пакет присадок. Работает с маслами любых марок, вплоть до восстановленных. Затраты на "Тройлер" окупаются за 4-7 мес. его работы.

Наши услуги: поставка, доработка изделия к конкретным ДВС, установка опытной партии на двигатели ЗАКАЗЧИКА, обучение и организация на местах сервисного обслуживания.

Наш адрес в Москве: 103895, Кузнецкий мост, 21/5

в Санкт-Петербурге: 194044, ул. Менделеевская, 2.

Телефоны: (095) 926-07-94, 147-53-67, 143-67-72
(812) 542-73-63, 245-53-18



Факс: (095) 147-53-67
(812) 232-40-25