ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 4 • апрель • 2007

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 656.022.001.25

О целевых программах повышения безопасности дорожного движения в России

А.А. КВАСОВ

Российская академия государственной службы
при Президенте РФ

Программно-целевые методы решения приоритетных проблем, в том числе и проблем обеспечения безопасности дорожного движения, признаны наиболее эффективными во всем мире. И Россия с этой точки зрения — не исключение: за последние 10 лет у нас принята не одна, а три федеральные целевые программы, связанные с повышением безопасности дорожного движения.

Первая из них рассчитана на 1996—1998 гг. Ее цель — уменьшить, по сравнению с 1991 г., число смертных случаев в ДТП на 10—20 %, т. е. сохранить жизнь 3200—6500 чел. Причем, как записано в программе, 20 % необходимых для ее реализации денежных средств должны были выделить федеральный центр, а 80 % — территориальные дорожные фонды. Однако до 1998 г. денег не выделили, поэтому срок действия программы продлили до 2000 г.

Что касается содержательной части данной программы, то, как утверждали разработчики, выбор ее основных мероприятий был выполнен на основе метода экспертных оценок и рассмотрения более 50 альтернативных вариантов направления работ. В итоге все мероприятия объединили в четыре целевых проекта, каждый из которых должен координировать работу определенного круга специалистов, имеющих опыт решения таких задач, как пропаганда безопасности дорожного движения и формирование общественного мнения, организация движения и эксплуатация автомобильных дорог, связи на дорогах и оказание медицинской помощи при ДТП. Очень важным было и то, что в ней значительное место занимали технические вопросы. В частности, связанные с реконструкцией дорожной сети.

Вторая программа была принята на период 2002—2010 гг. в качестве подпрограммы федеральной целевой программы "Модернизация транспортной системы России на период 2002—2010 гг.". В ней на 1,5 страницы текста перечислялись следующие мероприятия: создание специальной автотранспортной медицинской инфраструктуры, включающей научно-исследовательский центр и службы медицинского обеспечения автотранспортных предприятий (сохранение жизни 300—350 чел. в год); проведение целевых информационно-пропагандистских кампаний, внедрение более эффективных методов обучения населения правилам безопасного поведения на дорогах (сохранение жизни еще 300—400 чел. в год); совершенствование государственных стандартов в области конструктивной и эксплуатационной безопасности автотранспортных средств и приведение их в соответствие с Правилами ЕЭК ООН и международными соглашениями, а также разработка нормативных документов по стандартизации; проведение научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, связанных с совершенствованием контроля за соблюдением режима труда и отдыха водителей (за счет этих групп мероприятий планировалось сохранить жизнь 4300—5200 чел. в год). Суммарный ее бюджет — 25 млрд руб., в том числе ~3 % — из средств федерального бюджета; 2,5 % — из местных и региональных бюджетов и ~94,5 % — из других источников. Таким образом, при бюджете в 25 млрд руб. планировалось за восемь лет сократить число смертных случаев минимум на 39 тыс. чел. То есть на предотвращение одного смертельного случая предполагалось тратить ~641 тыс. руб., или чуть более 21 тыс. евро. Что не идет ни в какое сравнение с европейскими нормами. Достаточно сказать, что Еврокомиссия рекомендует странам-членам ЕС для рентабельного инвестирования в дорожную отрасль расходовать на предотвращение одного смертного случая 1 млн евро в год. Но даже и такого сверхнизкого уровня финансирования не было: как уже отмечалось, первая программа до 1998 г. вообще не финансировалась, а финансирование второй, по оценкам экспертов, не превышало 60 % запланированного.

Третья федеральная целевая программа была утверждена в феврале 2006 г., т. е. за пять лет до окончания срока реализации второй программы. Что, как утверждают авторы доклада, подготовленного Европейской конференцией министров транспорта, Всемирной организацией здравоохранения и Всемирным банком, свидетельствует о слабости применения программно-целевого подхода, в том числе в области обеспечения безопасности дорожного движения. Но главное, думается, в том, что и эта программа основана на устаревшей философии, господствующей пока во многих странах с низким и средним уровнем дохода: основными причинами обострения проблемы аварийности в России признается не неэффективное государственное регулирование, а несоответствие дорожно-транспортной инфраструктуры потребностям общества и государства в безопасном дорожном движении (что, кстати, тоже является объектом системы государственного регулирования) и крайне низкая дисциплина участников дорожного движения (также регламентируется и контролируется государственными органами: чем слабее контроль, тем выше степень хаоса). И такой подход зафиксирован в самой программе: "Свыше трех четвертей всех дорожно-транспортных происшествий связаны с нарушениями "Правил дорожного движения

Российской Федерации" водителями транспортных средств". Отсюда и суть ее мероприятий: все они направлены преимущественно на работу с водителями и пешеходами, а не на устранение погрешностей в проектировании дорог (особенно в местах повышенной аварийности) и улучшение транспортных средств, а также повышение эффективности системы государственного регулирования и контроля за обеспечением безопасности дорожного движения. В частности, в программе не приведены результаты инвентаризации качества российских дорог, их соответствия имеющемуся и прогнозному автопарку, инвестиционной потребности для их реконструкции и строительства. Не поднимается в ней вопрос оценки ущерба, который наносится участникам дорожного движения в связи с коррумпированностью, бюрократизмом, задержкой в разборе ДТП и т. п.; не ставится задача анализа эффективности инструментов государственного регулирования безопасности дорожного движения, что особенно актуально в связи с принятием федерального закона "О государственной гражданской службе", в котором в качестве одного из направлений реформирования государственной гражданской службы подчеркивается необходимость оценки эффективности работы как государственных органов, так и гражданских служащих. Например, статьей 47 данного закона предусматривается обязательное включение в должностной регламент гражданского служащего показателей эффективности и результативности его профессиональной служебной деятельности. То есть речь идет о необходимости реализации положений данного закона во всех нормативных правовых актах, связанных с работой государственных органов, включая институциональную систему обеспечения дорожной безопасности.

Разработчики программы, как показывает ее анализ, явно пренебрегли международным опытом и не воспользовались наработками системного подхода в области обеспечения безопасности дорожного движения. В связи с этим не выделены мероприятия, связанные с предупреждением ДТП, самими ДТП и урегулированием проблем, возникающих после ДТП.

Целями программы являются сокращение в 2012 г., по сравнению с 2004 г., в 1,5 раза числа погибших в результате дорожно-транспортных происшествий и на 10 % — числа самих ДТП. По мнению разработчиков, "это позволит Российской Федерации приблизиться к уровню безопасности дорожного движения, характерному для стран с развитой автомобилизацией населения, снизить показатели аварийности и, следовательно, уменьшить социальную остроту проблемы". Для чего нужно решить восемь задач: предупреждение опасного поведения участников дорожного движения; развитие системы подготовки водителей и их допуска к участию в дорожном движении; сокращение детского дорожно-транспортного травматизма; совершенствование организации движения транспорта и пешеходов в городах; уменьшение времени прибытия соответствующих служб на место дорожно-транспортного происшествия; повышение эффективности их деятельности по оказанию помощи лицам, пострадавшим в результате дорожно-транспортных происшествий; повышение уровня безопасности транспортных средств и эффективности функционирования системы государственного управления в области обеспечения безопасности дорожного движения на федеральном, региональном и местном уровнях управления; совершенствование правовых основ деятельности федеральных органов исполнительной власти, органов исполнительной власти субъектов Российской Федерации и местного самоуправления в области обеспечения безопасности дорожного движения, исключение пробелов и противоречий в регламентации общественных отношений в указанной сфере.

Все вроде правильно. Однако настораживает то, что задачи просто перечислены и фактически ни по одной из них не даны количественные ориентиры и источники финансирования. То есть ни по одной из задач нет конкретных количественных показателей, которые можно оценить и проконтролировать.

Правда, разработчики программы кое-какие цифры приводят. Например, они записали, что в 2012 г., по сравнению с 2004 г., ожидается сокращение числа погибших за год на 11,5 тыс. чел., а числа ДТП — на 20,3 тыс. Всего же за годы реализации программы будут сохранены жизни 54 тыс. человек. Это дает социально-экономический эффект, равный ~626 млрд руб. при продолжительном эффекте 85 млрд руб. для федерального бюджета. Причем на уровень положительной текущей бюджетной эффективности программа выйдет в 2009 г.

Но никаких обосновывающих расчетов в программе нет. Например, две важнейшие строки доходных характеристик бюджетной эффективности (приложение № 11) "Снижение социально-экономического ущерба от реализации программы" и "Вклад в доходы федерального бюджета" нигде не расшифровываются и представляются весьма спорными и уязвимыми. Особенно если учесть, что в ней очень отчетливо просматривается неэффективная философия "обвиняй жертву", а не более результативная "виновного ищи в транспортной системе" (и, добавим, в системе государственного регулирования данной проблемы).

Все перечисленное свидетельствует о целесообразности существенного пересмотра положений данной программы и разработки более реальной и эффективной в рамках выделяемого финансирования системы мероприятий.

АСМ-факты

В московском выставочном центре "Крокус-Экспо" прошел первый "Международный автомеханический салон", объединивший три выставки, проводившиеся прежде в разное время и на разных площадках, но рассчитанных практически на единую аудиторию. Цель проекта — представить наиболее полную картину, отражающую положение дел в изготовлении и техническом обслуживании автотранспортных средств в России.

В экспозиции выставки "Интеравтомеханика", организованной МВЦ "Крокус-Экспо" приняли участие более восьмидесяти предприятий и фирм. В их числе — технологические службы ВАЗа и ЗИЛа. Гамму своей продукции высокой социальной значимости представила известная фирма "Самотлор-НН". Московская ассоциация предприятий технического обслуживания и ремонта АТС провела здесь ярмарку вакансий; состоялся российско-японский семинар по производству автокомпонентов, круглый стол по проблемам развития грузового транспорта в России и сертификации его услуг.

Специализация выставки "Аутотек", организованной международным выставочным агентством "IFA LLC" (при поддержке правительства Москвы) — автосервис. Здесь были представлены оборудование, инструмент и материалы для ремонта и технического обслуживания, моек, стоянок, гаражей, заправочных станций, а также запасные части, комплектующие, охранные системы, горючесмазочные материалы и др.

Выставка АТиМ ("Автомобильные технологии и материалы") — хорошо знакома специалистам отечественного автомобилестроения, из года в год принимавшим в ней участие и посещавшим ее экспозицию в рамках традиционных августовских автомобильных выставок в "Экспоцентре" на Красной Пресне ("Автосалона" и МИМС). Как и ранее, в ней приняли участие ведущие отраслевые институты НАМИ и НИИТавтопром, представившие свои разработки в области стандартизации, сертификации, метрологии, утилизации АТС; ведущие автомобилестроительные предприятия России (КамАЗ, "Группа ГАЗ" и др.), предприятия по выпуску резинотехнических изделий, аккумуляторных батарей, других комплектующих и компонентов. На выставке были представлены новые технологии изготовления по термообработке, сварке, окраске; новые композиционные материалы, пластмассы и др.

В рамках АТиМ состоялся и традиционный конгресс технологов автомобилестроения, в ходе которого участниками были заслушаны проблемные доклады и информационные сообщения, состоялись обсуждения актуальных для отрасли проблем самого разного масштаба. Конгресс включал четыре сессии, объединившие доклады близкой тематики.

Так, на сессии **"Технологическая политика государства и бизнеса в сфере автомобилестроения"** прозвучали доклады, посвященные реализации программы развития отечественной автомобильной промышленности; итогах работы отрасли в 2007 г., состоянии и прогнозах развития российского автомобильного парка; сов-

ременных подходах к повышению эффективности управления качеством.

Сессия **"Расширение использования алюминиевых сплавов в конструкции автотранспортных средств и автокомпонентов"** включала сообщения о современных тенденциях развития алюминиевой промышленности; технологических возможностях предприятий компании "СУАЛ-Холдинг" по глубокой переработке алюминия; основных направлениях повышения эффективности в мировом автомобилестроении (за счет применения алюминия); новых технологиях и применении алюминия в перспективных моделях фирмы "Фольксваген"; готовности алюминиевых заводов компании "РусАл" к поставкам продукции в соответствии с требованиями предприятий автомобильной промышленности; технологиях конструкторских разработок, изготовления образцов, сборки и утилизации АТС с учетом применения новых материалов, в том числе алюминия.

На сессии **"Современные технологические и конструкторские решения в сфере производства АТС"** речь шла о совершенствовании систем турбонаддува; концепции применения сталей в кузовах перспективных автомобилей ВАЗ; новых полимерных материалах и технических решениях для семейства "Приора"; перспективах применения микролегированных сталей в условиях массового автоматизированного производства; новых технологических разработках для повышения качества и снижения трудоемкости производства автомобилей.

Наконец, в сессии **"Станки, оборудование, инструменты и технологические методы"** нашли отражение технологические аспекты механической обработки автомобильных компонентов; современный металлорежущий инструмент для автомобилестроения; тепловолоконная технология электрообогрева "ТермоСофт" и нагревательные элементы для производства автокомпонентов; новые материалы для поршневых колец; применение лазерного нанесения металлов в автомобилестроении; методы ИК-Фурье-спектрометрии для исследований неметаллических материалов.

В принятых Конгрессом "рекомендациях" дана оценка современного этапа развития отрасли, и, в частности, отмечено, что создание сборочных производств зарубежных фирм, способствующие ввозу в Россию новых технологий и замещению зарубежных автомобилей с большим пробегом новыми, приводит в то же время и к существенному сокращению суммарного числа рабочих мест в отрасли, что необходимо принимать во внимание. В вопросах реализации подпрограммы "Создание прогрессивных технологий для автомобильной техники нового поколения, обеспечивающих выполнение перспективных международных требований по экологии и безопасности на 2007 и 2011 годы" федеральной целевой программы "Новая технологическая база на 2007—2011 годы" министерству промышленности и энергетики высказана поддержка.

Основными направлениями создания и внедрения современных технологий, прогрессивных материалов и оборудования на среднесрочную и долгосрочную перспективу признаны:

— создание перспективных типажей технологичных конструкций автомобилей с параллельной разработкой проектных (перспективных) технологий, включающих весь жизненный цикл изделий "от идеи до утилизации";

— организация производства импортозамещающих автокомпонентов для потребностей сборочных отечественных автозаводов;

— внедрение непрерывного мониторинга контроля качества технологии, материалов и комплектующих изделий;

— широкое использование отечественного станочного, технологического оборудования, инструментов и современных материалов;

— внедрение современных информационных технологий для оптимизации технологических процессов при производстве автокомпонентов и сборке автомобилей.

Специалистам предприятий отрасли рекомендовано поддержать инициативу НП "Алюминий" по расширению использования алюминиевых сплавов в конструкции перспективных АТС и компонентов. Руководителям и специалистам — проработать вопросы практического использования и внедрения технологий, оборудования и материалов, представленных на Конгрессе.

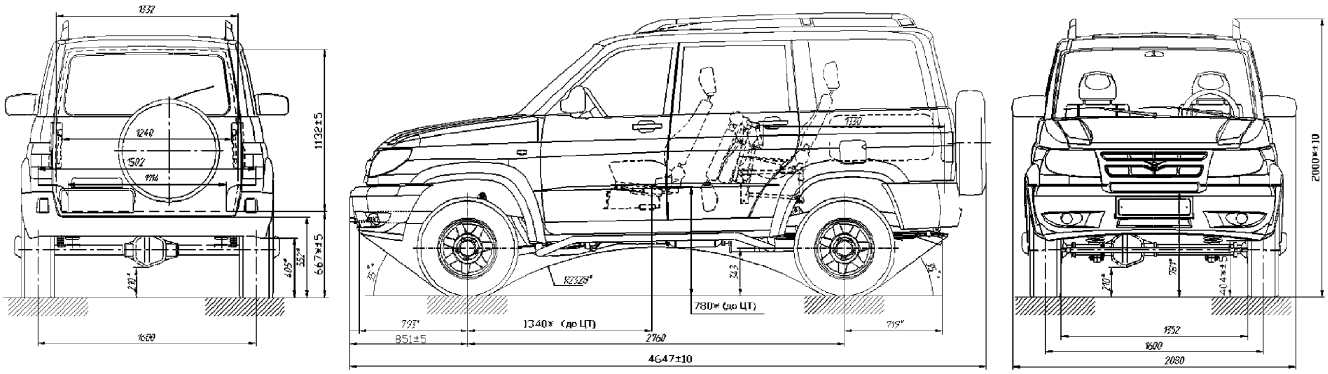
КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113/.115

УАЗ-3163

При переходе к рынку специализировавшийся на военной автомобильной технике Ульяновский автозавод вынужден был радикально пересмотреть свою производственную программу. В 1990-х резко сократившиеся заказы силовых ведомств не позволили ульяновцам воплотить в жизнь ряд новых разработок 1980-х годов, а в производстве стали преобладать "гражданские" модификации семейства УАЗ-3151, которое приобрело статус "техники двойного применения". Однако для успешной работы на потребительском рынке этого было недостаточно, поэтому в 1997 г. был начат выпуск комфортабельного внедорожника УАЗ-3160, а затем его длиннобазной модификации УАЗ-3162 и комплектаций с различными двигателями. Новое шасси решено было использовать также для выпуска малотоннажного полукапотного семейства (фургон, микроавтобус, медпомощь и др.), которое было создано к 2000 г. (мод. 3165 "Симба"). Однако подготовка его производства так и не была выполнена.

В том же году контрольный пакет акций автозавода приобрело ОАО "Северсталь", что существенно отразилось на работе предприятия и на его продукции. Новый собственник пришел не только с инвестициями, но и со своими планами, своим пониманием стратегии и тактики ведения дела. Приоритетным направлением стала разработка и производство "престижных" внедорожников, мода на которые как раз докатилась до России вместе с зачатками рынка. Рассчитана такая техника на наиболее состоятельных потребителей, для которых показатели проходимости имеют наименьшее значение, но очень важны комфорт и яркий дизайн. Поэтому первым делом на базе УАЗа-3162 была разработана "люксовая" модификация, названная "Симбиром". Затем для внедорожника и микроавтобуса были разработаны новые оперения передних частей кузова (капот, крылья, облицовка радиатора, блок-фары), соответствующие современным тенденциям евроазиатского дизайна. К сожалению, проект полукапотного семейства после этого был вновь заморожен. Внедорожник же (УАЗ-3163), напротив, получил дальнейшее развитие, и с августа 2005 г. в Ульяновске был начат его



серийный выпуск. В конце 2006 г. завод внес в конструкцию ряд весьма существенных изменений, позволяющих теперь говорить о новой модели, как об автомобиле нового технического и потребительского уровня по сравнению с предшественниками (см. таблицу).

На сегодняшний день УАЗ-3163 — пятиместный с четырьмя дополнительными сиденьями в багажном отсеке 2,07-тонный полноприводный автомобиль повышенной проходимости с впрысковым бензиновым 2,7-литровым двигателем ЗМЗ-409.10 мощностью128 кВт (94,1 л. с.).

Сцепление – диафрагменное, фирмы "Лук". Коробка передач — южнокорейской фирмы "Димос" — пятиступенчатая, с синхронизаторами на всех передачах переднего и заднего хода, обладает ресурсом 350 тыс. км при замене масла через каждые 25 тыс. км (синтетического — через 40 тыс. км). Усилие на рычаге переключения передач — 20—60 Н (2—6 кгс). Раздаточная коробка — двухступенчатая (передаточные числа — 1 и 1,95), управляется одним рычагом, имеющим четыре положения: задний привод на прямой передаче; полный привод на прямой передаче; "нейтраль"; полный привод на понижающей передаче.

Ведущие мосты автомобиля — неразрезные, типа "спайсер", комплектуются колесами с вылетом 40 мм (колея 1600 мм). Передний мост — с дисковыми вентилируемыми тормозными механизмами (два рабочих цилиндра, плавающая скоба); подвеска — пружинная, с двумя продольными рычагами, поперечной тягой и стабилизатором поперечной устойчивости. Задний мост — с барабанными тормозами; подвеска — на малолистовых рессорах. В подвесках обоих мостов применяются гидропневматические амортизаторы ("Плаза" и др.). Шины — 225/75R16, 235/70R16, 245/70R16. Рулевой механизм — типа "винт—шариковая гайка", с интегрированным гидроусилителем фирмы "Цанрадфабрик".

Автомобили образца 2007 г. оснащаются главным тормозным цилиндром и вакуумным усилителем фирмы "Тевес Континенталь", а также антиблокировочной системой фирмы "Бош". Все это позволило коренным образом изменить качество тормозов, долгое время являвшихся слабым местом УАЗов.

Иным стал салон автомобиля: теперь здесь монтируют сиденья, заимствованные у автомобиля "Саньён Рекстоун", выпускаемого также холдингом "Северсталь-авто". Задние имеют два сложенных положения, позоляющие перевозить груз разной конфигурации и размеров, а под ними размещен ящик для инструментов и принадлежностей. Соответственно сиденьям изменены обшивка дверей салона и кожух тоннеля пола над коробкой передач. В продолжение кожуха между передними сиденьями установлен дополнительный перчаточный ящик. На полу кузова уложена новая шумо-виброизоляция; рядом с педалью сцепления предусмотрена площадка-опора для левой ноги водителя.

В комбинации приборов теперь имеется индикатор режимов работы трансмиссии, а на панели — новый модуль управления световыми приборами, с режимом автоматического включения фар при включенном зажигании и зуммером-сигнализатором невыключенных на стоянке фар. Для управления двигателем теперь используется новый контроллер — "Микас-11" с функцией контроля пропусков зажигания. Замки дверей и зажигания теперь открываются одним ключом, управляющим также и иммобилайзером.

Отрадно, что приоритет комфорта и дизайна не изменил главного в автомобиле: УАЗ-3163 остается полноценным внедорожником и лишь немного уступает другим УАЗам по проходимости (главным образом из-за конфигурации навесных

Параметр	**УАЗ-3163**	УАЗ-31622	УАЗ-315195
Масса, кг:			
снаряженная	2070	2040	1770
полная	2670	2840	2520
Число мест	5 + 4	5 + 4	5 + 2
Габаритные размеры, мм			
длина	4647	4630	4025
ширина	2080	2060	2010
высота	1900/2000*	1948	2025
База, мм	2760	2760	2380
Колея колес, мм	1600	1445	1445
Дорожный просвет, мм	210	210	210
Углы, град:			
въезда	35	37	
съезда	35	31	
Глубина преодолеваемого брода, м	0,5	0,5	0,5
Двигатель:			
тип	бензиновый, впрысковой		
модель	ЗМЗ-409,10		
рабочий объем, л	2,693		
максимальная мощность, кВт (л.с.)/мин$^{-1}$	128 (94,1)/4400		
крутящий момент, Н • м (кгс • м)/мин$^{-1}$	217,6 (22,2)/2500		
Максимальная скорость, км/ч	150	150	130
Расход топлива, л/100 км, по циклу:			
городскому	14,0	**	**
скоростному	10,4	**	**
смешанному	13,2	**	**
при скорости 90 км/ч	**	10,4	13,2

Примечания: * — высота по рейлингам багажника
** — нет данных

декоративных элементов. Более того, продолжается начатый еще при освоении мод. 3160 процесс обратной унификации: технические решения, узлы и агрегаты освоенные на новом "гражданском" семействе находят применение и на "военном", потребителями которого являются на самом деле не только силовые структуры, но и значительная часть населения российских сел и городов. То есть новые тормозная система и агрегаты трансмиссии (импортные, а лучше "локализованные" в России) в дальнейшем, возможно, будут устанавливаться и на менее дорогие модели автомобилей УАЗ.

Есть надежда и на то, что УАЗ-3163 по мере увеличения продаж и тиражей производства будет прямо или косвенно дешеветь и станет доступен более широкому кругу потребителей. Конечно, дизайн его несколько спорен, а любовь ульяновских маркетологов, окрестивших автомобиль "Пэтриотом", к латинице выглядит довольно комично. Однако модель в целом "получилась", и нашла свое место на рынке. Со временем "детские болезни" у потребителей и изготовителей пройдут, а разморозивший свои конструкторские заделы УАЗ будет иметь в своем активе широкую гамму современных моделей повышенной и высокой проходимости; легковых, грузовых, грузопассажирских, пассажирских, коммерческих, специальных; "гражданского" и "двойного" назначения. И основой для них послужит УАЗ-3163.

Р. К. Москвин

УДК 621.43-33

Система электронного управления подачей топлива для двухтактного мотоциклетного двигателя

А.С. КЛИМУК, канд. техн. наук Н.С. ЯНКЕВИЧ, В.И. МАЛЕЙКО

Иминмаш НАН Беларуси, ОАО "Мотовело"

Мотоциклы, выпускаемые ОАО "Мотовело", пока еще пользуются спросом, особенно среди сельских жителей и молодежи. Однако совершенно очевидно, что эти транспортные средства по своему техническому уровню, а следовательно, и потребительским свойствам все меньше соответствуют международным стандартам. И виной тому двигатель. Вернее, его система топливоподачи: она до сих пор остается карбюраторной, которой присущи весьма существенные недостатки. В частности, такие, как невозможность обеспечения оптимального состава топливовоздушной смеси на режимах частичных нагрузок двигателя, большая чувствительность двигателя к состоянию атмосферы, нестабильность уровня топлива в поплавковой камере карбюратора из-за вибраций топливного клапана, ограниченная возможность управления составом отработавших газов и т. д. Как результат — низкая топливная экономичность двигателя и высокая токсичность его отработавших газов.

По всем перечисленным и некоторым другим причинам специалисты Иминмаша НАН Беларуси и ОАО "Мотовело" начали работы по совершенствованию серийных двигателей ММВЗ. И первая из таких работ — создание системы топливоподачи, способной резко повысить технический уровень двигателя, сделать этот уровень современным.

Путь решения данной задачи известен — системы непосредственного впрыскивания топлива в рабочий цилиндр, прекрасно зарекомендовавшие себя на автомобильных ДВС. Правда, автомобильные двигатели — четырехтактные, а двигатель ММВЗ — двухтактный. Однако попытки применить системы впрыскивания на двухтактных двигателях история знает. Например, еще в 1952 г. немецкий легковой автомобиль "Гутброд" оснащали именно таким двигателем, а двухтактные дизели ЯМЗ долгие годы работали на отечественных грузовых автомобилях ЯАЗ.

Как видим, работа начиналась не на пустом месте. Но, естественно, была непростой. Потому что создаваемая система топливоподачи предназначалась не для увеличения мощности, как это было, скажем, с авиационными двигателями в 1940-х годах, а с целью снижения расхода топлива и вредных выбросов с отработавшими газами. Причем на всех режимах работы двигателя.

Выполненные теоретические и экспериментальные исследования показали, что обе проблемы можно решить и на двухтактном двигателе, если разработать систему непосредственного впрыскивания бензина, способную отвечать вполне определенным требованиям.

Так, в области низких нагрузок она должна обеспечить работу двигателя при слабом дросселировании воздуха, т. е. с таким его количеством, чтобы расход топлива был минимально возможным. Для этого нужно использовать позднее впрыскивание бензина — с тем, чтобы получить в камере сгорания две зоны: с обогащенной легковоспламеняющейся топливовоздушной смесью у свечи зажигания и с сильно обедненной смесью в остальной части камеры. Другими словами, организовать послойное распределение заряда. Благодаря чему снижаются насосные потери двигателя. Кроме того, за счет уменьшения тепловых потерь через стенки камеры сгорания повышается термодинамический КПД. В целом при непосредственном впрыскивании бензина и слабом дросселировании воздуха экономия топлива может составить, по сравнению с карбюраторной системой, 20 %. Снижения же выбросов оксидов азота можно добиться с помощью системы рециркуляции отработавших газов.

При повышении нагрузки на двигатель и, соответственно, увеличении цикловой подачи бензина топливовоздушная смесь обогащается и вредных веществ в отработавших газах становится больше. Чтобы их не было слишком много, двигатель должен работать на гомогенной смеси. Для чего необходимо, чтобы система, во-первых, впрыскивала бензин на такте всасывания, т. е. давала время для хорошего его перемешивания с воздухом. Во-вторых, требуемую дозу топлива рассчитывает управляющий компьютер, исходя из количества воздуха, и корректирует, например, по сигналам датчика кислорода в отработавших газах (λ-зонда).

Таким образом, для обеспечения работы двигателя на двух названных выше режимах система должна соответствовать двум же основополагающим требованиям: устанавливать как поздний (непосредственно перед подачей искры), так и ранний (на фазе впуска) моменты впрыскивания бензина; управлять объемом цикловой подачи бензина так, чтобы обеспечить на частичных нагрузках двигателя расслоенный заряд, а на полных — гомогенную топливовоздушную смесь. Определено также, что важнейший установочный параметр для системы непосредственного впрыскивания — развиваемый двигателем крутящий момент. Тогда приоритетная команда для нее с точки зрения данного момента, как и в случае карбюраторной системы топливоподачи, — команда водителя, т. е. задаваемое им положение привода акселератора (команда, которая интерпретируется системой управления как требование определенного крутящего момента, развиваемого ДВС). Другие параметры регулирования крутящего момента зависят от характеристик коробки передач и некоторых других агрегатов. Поэтому управляющий компьютер согласовывает все связанные с этими параметрами команды с приоритетной командой — с тем, чтобы двигатель мог воспринять требуемую от него нагрузку.

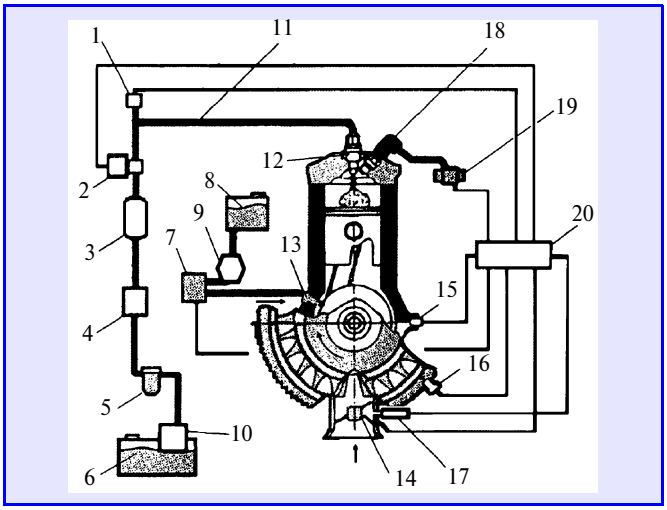
Такая централизация (управление крутящим моментом из одной точки) компьютера имеет ряд безусловных достоинств: она упрощает координацию требований по крутящему моменту; избавляет от необходимости во внутренних связях между задатчиками крутящего момента, исключает влияние этих задатчиков друг на друга; позволяет довольно просто увеличивать или уменьшать число факторов управления и выполняемых системой функций. Другими словами,

именно управляющий компьютер воспринимает сигналы датчиков, обрабатывает их и выдает команды исполнительным устройствам, влияющим на три параметра: количество воздуха, подаваемого в рабочий цилиндр; цикловую подачу бензина; угол опережения зажигания. Причем в зависимости от нагрузки двигателя.

Так, при послойном смесеобразовании на режимах холостого хода и малых нагрузок характеристика развиваемого крутящего момента почти пропорциональна впрыскиваемой дозе топлива, поэтому компьютер может работать, не изменяя подачу воздуха и угол опережения зажигания. На режимах больших нагрузок и соответствующей им гомогенной смеси эффективное управление крутящим моментом должно осуществляться изменением соотношения воздух/топливо — коэффициентом избытка воздуха. Кроме того, быстрому снижению крутящего момента способствует уменьшение угла опережения зажигания. Наконец, при обратном переходе от гомогенной смеси к расслоению компьютер должен поддерживать оптимальное соотношение между цикловыми подачами топлива, количеством воздуха и углом опережения зажигания.

Таковы задачи, которые пришлось решать и решить разработчикам новой системы топливоподачи для мотоциклетного двигателя ММВЗ. В итоге система получилась (см. рисунок). Работает она следующим образом.

Находящееся в бензобаке *6* топливо засасывается подкачивающим насосом *11* и через фильтр *5* подается на вход топливного насоса *4* высокого давления, а из его выхода — в накопитель *7* (топливный аккумулятор), который имеет заданную жесткость корпуса, что позволяет ему обеспечивать давление в системе в течение некоторого времени после выключения двигателя. На выходе накопителя находятся электромагнитный клапан *2* регулирования давления топлива и датчик *1* давления топлива на входе магистрали, связывающие накопитель с форсункой *10* (которая установлена непосредственно на головке цилиндра двигателя и имеет электромагнитное управление процессом подачи топлива) и управляющим компьютером *19* (электронным блоком управления). Последний, как уже упоминалось, рассчитывает объем дозы топлива, впрыскиваемой в цилиндр (цикловая подача), момент впрыскивания, а также угол опережения зажигания. Делает он это на основе сигналов датчиков угла открытия дроссельной заслонки, температуры двигателя, температуры воздуха, атмосферного давления, давления во всасывающем патрубке (после воздушного фильтра) и λ-зонда. Причем первый из перечисленных датчиков фиксирует, очевидно, пожелания водителя: блок управления учитывает не только величину угла открытия дроссельной заслонки, но и скорость изменения этого угла, а по ним задает объем цикловой подачи бензина, угол опережения зажигания и подачу насоса системы смазки, что позволяет подавать в КШМ и ЦПГ масло с учетом реальной нагрузки двигателя и в целом ведет к резкому снижению его расхода. К тому же при новой системе смазки масло не разжижается топливом и поэтому почти не уносится из картера двигателя, что значительно улучшает условия работы подшипников шатуна и ЦПГ.



Блок-схема системы непосредственного впрыскивания бензина в цилиндр мотоциклетного двухтактного двигателя ММВЗ:

1 — датчик давления топлива; *2* — клапан регулирования высокого давления; *3* — накопитель топлива; *4* — ТНВД; *5* — топливный фильтр; *6* — топливный бак; *7* — масляный насос; *8* — масляный бак; *9* — масляный фильтр; *10* — топливный подкачивающий насос; *11* — топливная магистраль; *12* — топливная форсунка; *13* — масляная форсунка; *14* — датчик положения дроссельной заслонки; *15* — датчик температуры двигателя; *16* — датчик положения коленчатого вала; *17* — датчик разряжения воздуха на входе в двигатель; *18* — свеча зажигания; *19* — катушка зажигания; *20* — электронный блок управления

Параметр	Тип насоса		
	радиально-поршневой	аксиально-поршневой	рядный
Долговечность	Высокая	Средняя	Средняя
КПД	Высокий	Средний	Средний
Габаритные размеры	Небольшие	Средние	Большие
Цена	Невысокая	Невысокая	Средняя

Сигналы остальных пяти датчиков блок управления использует для коррекции цикловой подачи и угла опережения зажигания.

Теперь несколько слов об основных элементах системы.

Насос высокого давления. Как показывает анализ, из ныне существующих типов ТНВД для рассматриваемого двигателя лучше всего подходит (см. таблицу) радиальный поршневой насос: у него высокие долговечность и КПД, он компактен, что и требуется в нашем случае (очень важен прямой привод от носка коленчатого вала). Но у поршневых насосов есть недостаток — пульсации давления топлива. Однако если насос сделать с тремя поршнями, то пульсации потока бензина можно синхронизировать с вращением коленчатого вала и подобрать фазы впрыскивания на пике давления, что позволит избежать зависимости подаваемой дозы топлива от пульсации давления.

Этой же цели служит и второй элемент системы — **накопитель топлива:** благодаря значительным (по сравнению с фазой впрыскивания) объему и давлению хранящегося в нем топлива и упругости корпуса пульсации давления на входе форсунки значительно снижаются. Кроме того, накопитель, как сказано выше, хранит под давлением запас топлива при остановленном двигателе, повышая надежность пуска последнего.

Блок управления. О большинстве его функций тоже сказано выше. Однако нельзя не упомянуть и о том, что в разработанной системе импульсы напряжения на первичную обмотку катушки зажигания поступают именно от него, эффективно влияя на тяговую характеристику двигателя за счет изменения угла опережения зажигания. Плюсом системы является и то, что она электронным способом полностью реализует функции центробежного автомата опережения зажигания и вакуумного корректора.

Что касается принципа работы электронного блока управления, то он, как и многие другие устройства подобного назначения, выдает команды исполнительным механизмам по разнице величин параметров, заложенных в образцовую эталонную многомерную матрицу (программу), которая построена по результатам испытаний двигателей на стендах, и фактических величин, снятых датчиками.

По своему конструктивному исполнению блок управления — устройство универсальное: заменой данных эталонной программы систему можно адаптировать к любому другому двигателю, а внеся в нее новые параметры — изменить характеристику двигателя, на котором блок и стоит. Например, можно ограничить максимальную мощность двигателя или максимальную частоту вращения его коленчатого вала.

Опытные образцы рассмотренной системы топливоподачи уже прошли стадию стендовых испытаний, причем успешно. Сейчас идут дорожные испытания, по завершении которых разработанную систему, как ожидается, начнут устанавливать на двигатели серийных мотоциклов ОАО "Мотовело".

УДК 621.43

Новые поршни для семейства двигателей МеМЗ

Канд. техн. наук А.В. БЕЛОГУБ, А.С. СТРИБУЛЬ

ОАО "Автрамат"

ХРП "АвтоЗАЗ-Мотор", поставщик двигателей для Запорожского автозавода, постоянно работает над проблемой форсирования и доводки двигателей семейства МеМЗ. Так, рабочий объем базового двигателя МеМЗ-245 составлял 1,1 л, у МеМЗ-2457 — 1,2 л, у МеМЗ-307 — 1,3 л, сегодня интенсивно проводятся работы по двигателю МеМЗ-317 рабочим объемом 1,4 л. Диаметры цилиндров этих двигателей равны соответственно 72, 72, 75 и 77,5 мм, коленчатый вал — один и тот же; у двигателей 1,1—1,3 л межцилиндровое расстояние также одинаково. Но для двигателя 1,4 л (МеМЗ-317) его пришлось увеличить, что привело к смещению на 1,25 мм оси цилиндра относительно плоскости симметрии шатунной шейки, и, естественно, не могло не сказаться на работе кривошипно-шатунного механизма: появился дополнительный, причем довольно значительный, изгибающий момент. И дополнительное воздействие на поршень.

К моменту начала работ над двигателем МеМЗ-317 ОАО "Автрамат" уже начал разработку поршней современных конструкций для семейства двигателей МеМЗ взамен разработанного более 30 лет назад поршня 245.1004015 и его модификаций. Поэтому руководство АвтоЗАЗа обратилось к ОАО с предложением разработать и внедрить в производство для всех модификаций двигателей новые поршни, отличающиеся от поршней двигателя МеМЗ-245 меньшей массой, большей жесткостью, лучшими противозадирными качествами и большей технологичностью в производстве.

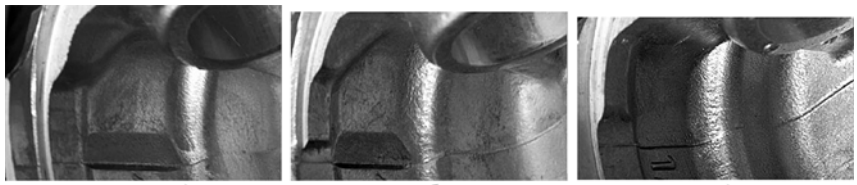
И обратилось, надо признать, не без оснований. ОАО "Автрамат", специализирующееся на производстве поршней для ДВС и компрессоров, освоило современные методы проектирования и технологии изготовления поршней. Только здесь задачу могли решить быстро и с высоким качеством.

Новые поршни получили соответственно следующие индексы: 245.1004015Н, 307.1004015Н, 2457.1004015Н и 317.1004015.

Для максимального сокращения сроков до начала моторных испытаний двигателя МеМЗ-317 первую партию поршней для него (317.1004015-01) изготовили из заготовок поршней 307.1004015Н диаметром 78 мм, обработав их по существующей технологии. Была проведена серия испытаний, не связанных с ресурсом двигателя. Начатые затем ресурсные испытания окончились, к сожалению, неудачей: на 102-м часу работы поршни второго и четвертого цилиндров двигателя разрушились. Анализ показал: разрушение произошло из-за касания цилиндра в местах перемычки между первым—вторым и третьим—четвертым цилиндрами по плоскости осей "палец—цилиндр". Следы касаний наблюдались и на остальных поршнях. Следы же износа на юбке свидетельствовали о несоответствии профиля внешней поверхности локальной жесткости юбки и реальным тепловым и силовым нагрузкам. Толщина стенок испытываемых поршней существенно превосходила расчетную из-за использования "чужой" заготовки. Наконец, поршень из этой заготовки изначально имел неоправданно высокую массу.

Был сделан вывод: из заготовки поршня 307.1004015Н сделать поршень 317.1004015 затруднительно. То есть необходимо разработать новую конструкцию, способную обеспечить назначенный для двигателя МеМЗ-317 ресурс.

Поскольку все четыре типа поршней для семейства двигателей МеМЗ планировалось выпускать в ОАО "Автрамат", то специалисты ОАО решали одни и те же задачи: мини-



а) б) в)

Рис. 1. Внутренняя поверхность поршней 245.1004015Н (а), 2457.1004015Н (б) и 307.1004015Н (в)

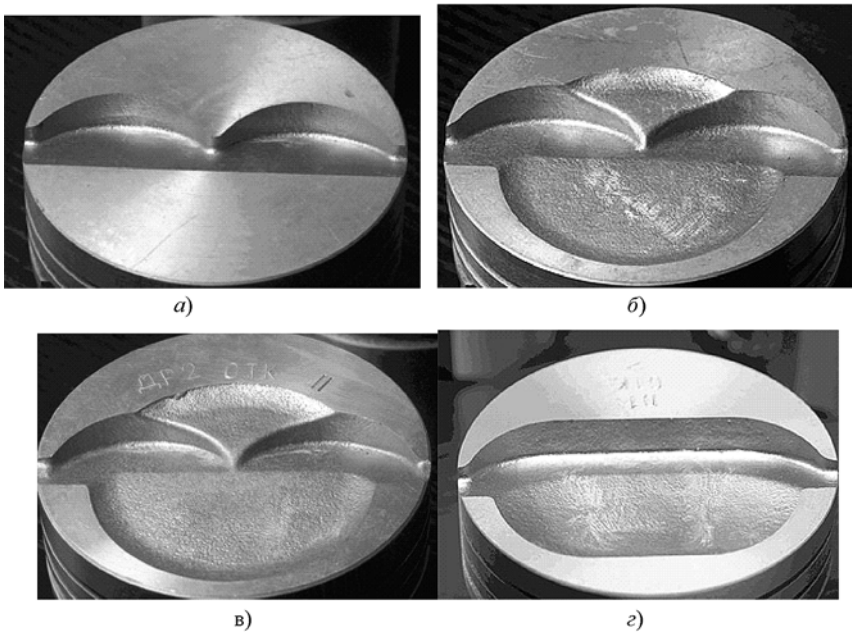


Рис. 2. Литые камеры сгорания для поршней 245.1004015Н (а), 2457.1004015Н (б), 307.100415Н (в) и 317.1004015Н (г)

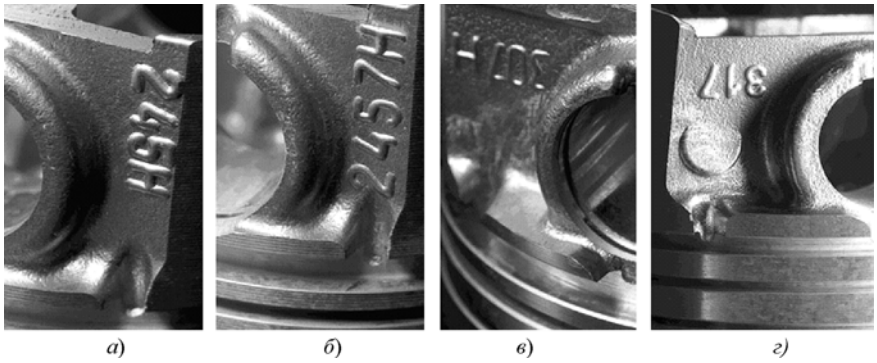


Рис. 3. Литые маслосливные карманы поршней 245.1004015Н (а), 2457.1004015Н (б), 307.100415Н (в) и 317.1004015Н (г)

мизация массы; отказ от термовставки; переход от обработанных механическим путем на литые камеры сгорания; замена маслосливных отверстий литыми карманами; унификация по литейным и механическим технологическим базам.

Рассмотрим данные задачи подробнее.

О необходимости снижения массы поршня говорить много не приходится: от нее зависят инерционные нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма и потери на трение.

Отказ от термовставки обусловлен тем фактом, что, вопреки сложившемуся мнению, будто она препятствует расширению юбки поршня, расчеты методом конечных элементов показали: в действительности термовставка незначительно влияет как на температурное поле поршня, так и на его тепловое расширение. Однако она не только утяжеляет поршень, но и уменьшает надежность конструкции (между пластиной и поршнем может существовать неспай, который трудно обнаружить), а также ухудшает ее производственную технологичность. (Внутренняя поверхность поршней после ликвидации термовставки показана на рис. 1.)

Переход на камеры сгорания, выполненные на поршне 317.1004015 литейным способом (рис. 2), позволил улучшить процесс смесеобразования и горения, так как в этом случае не возникает ограничений, связанных с необходимостью организовать камеру из набора простых поверхностей, технологичных при механической обработке в условиях серийного производства.

Замена маслосливных отверстий на литые карманы (рис. 3) — еще один конструктивный прием, не увеличивающий расход масла на угар, но улучшающий технологические свойства поршня. Он тоже себя полностью оправдал.

Что касается унификации баз, то поршни 245.1004015Н и 2457.1004015Н необходимо было проектировать с учетом того, что поршень 307.1004015Н уже более года находился в серийном производстве. Именно его конструкция определила список желаемых конструктивных дополнений.

Работы проводились итерационно, "одеванием" поршней на оснастку, оснастки на поршни и т. д. (рис. 4). К сожалению, поршень 317.1004015 из-за его большего внешнего диаметра включить в группу поршней с соответствующими базами не удалось. Кроме того, как уже упоминалось, при проектировании данного поршня пришлось принимать нестандартные решения, связанные не с технологией производства, а с условиями его работы в двигателе со смещенными осями шатунов относительно осей цилиндров. Анализ следов касания поршнем цилиндра показал, как тоже сказано выше, что наиболее вероятной причиной может быть перекос поршня в цилиндре относительно оси, перпендикулярной оси пальца, за счет появившегося дополнительного момента суммарных сил относительно этой оси. Причем перекос, значительно больший зазоров в коренной и шатунной шейках шатуна.

Чтобы проверить, так ли это, построили трехмерную расчетную модель сборки "гильза—поршень—па-

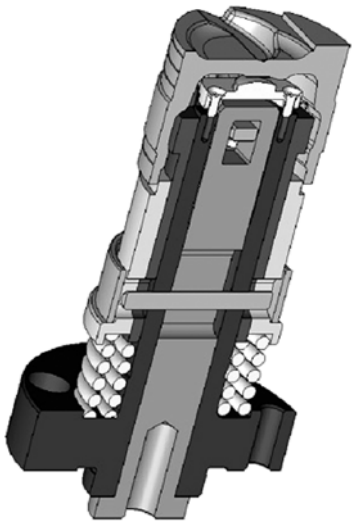


Рис. 4. Универсальная оправка для изготовления поршней 245.1004015Н, 2457.1004015Н и 307.1004015Н

лец—шатун", в которой учли: профиль боковой поверхности поршня; зазоры и условия контактного взаимодействия в парах "поршень—гильза", "поршень—палец" и "палец—шатун"; возможность перемещения поршня вдоль оси пальца; температурные деформации деталей и действующие нагрузки. И так как с технической точки зрения касание головкой поршня цилиндра решено устранить за счет увеличения зазора между головкой и цилиндром путем придания дополнительной эллипсности головке поршня, то при задании условий контактного взаимодействия в паре "поршень—гильза" контакт существовал только для юбки поршня, головка же могла свободно "проникать" в тело гильзы, причем величина проникновения и является величиной необходимого дополнительного занижения профиля. (Следует отметить, что работа проводилась на 3D-модели поршня 317.1004015, прочностная оптимизация которого к этому времени уже была закончена и завершалась стадия подготовки производства.)

Перемещения в плоскости "ось пальца—ось цилиндра" под действием газовых сил с учетом смещения шатуна вдоль оси пальца показаны на рис. 5. Как из него видно, перемещение верхней головки шатуна

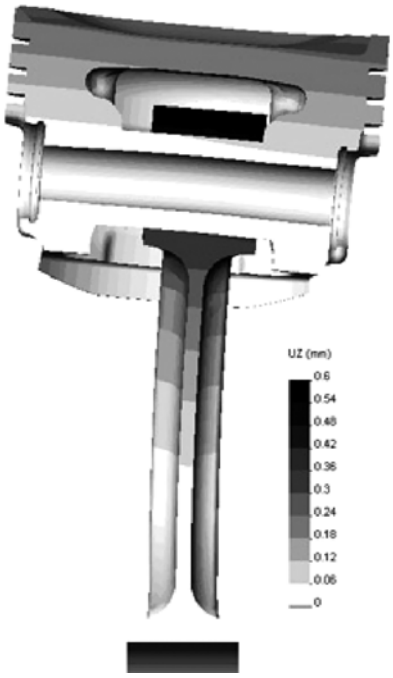
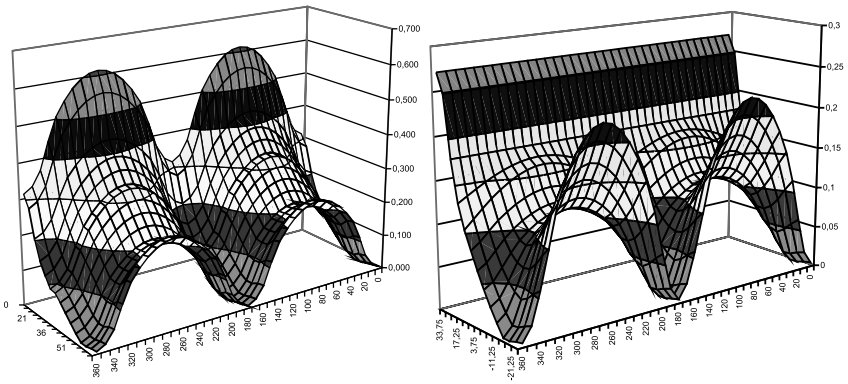


Рис. 5. Деформация сборки "гильза цилиндра—поршень—поршневой палец—шатун" при нагружении газовыми силами на режиме максимального крутящего момента двигателя



а) *б*)

Рис. 6. Развертки профилей поршней 307.1004015Н (а) и 317.1004015 (б)

Поршень	Масса, г		Разница масс, %
	нового поршня	прототипа	
245.1004015Н	248	315	31,3
2457.1004015Н	235	250	6,0
307.1004015Н	350	285	12,3
317.1004015	262	281	7,2

значительно больше максимального перемещения поршня. Причина состоит в том, что данная головка имеет возможность двигаться вдоль оси пальца, а следовательно, относительные перемещения поршня в цилиндре обусловлены не собственно перемещением верхней головки шатуна, а ее углом поворота, что значительно упрощает корректирование конструкции поршня. В нашем случае в профиль его внешней поверхности введена дополнительная эллипсность, которая на головке составляет 0,3 мм на сторону и уменьшается к юбке.

Параллельно с рассмотренными выше мероприятиями на базе заготовки 307.1004015Н изготовили поршни с уменьшенной на 0,3 мм (на радиус) головкой, и они успешно прошли 300-часовые испытания. Когда двигатель разобрали, выяснилось: на поршнях имеются следы касаний головок о зеркало цилиндра, что косвенно подтверждает перегрев головки, а значит, необходимость улучшения теплоотвода, в том числе путем минимизации зазора между нею и цилиндром. Добиться этого удалось лишь изменением традиционной формы головки (круглой либо с незначительным овалом) на новую — со значительной овальностью.

В итоге получилась и новая развертка (рис. 6, *б*) боковой поверхности поршня. (На рисунке вертикальная ось показывает, как по его высоте уменьшается радиус поршня по сравнению с номинальным размером. Ось слева направо — развертка поршня.)

Как видим, различия между профилем боковой поверхности поршня 307.1004015Н, который практически аналогичен профилю большинства поршней подобного класса, и профилем поршня 317.1004015 (рис. 6, *а*) весьма существенны. В частности, на последнем наблюдается явно выраженная эллипсность головки, которая больше эллипсности юбки.

Уменьшение масс новых поршней, по сравнению с массой их прототипов (для поршня 317.1004015 двигателя МеМЗ-317, изготовленного из заготовки поршня 307.1004015Н), приведено в таблице, из которой следует, что ОАО "Автрамат" действительно удалось разработать и поставить на серийное производство четыре типа современных облегченных поршней для двигателей МеМЗ всех модификаций. Причем технология производства для трех из них унифицирована и позволяет переходить от производства одного поршня к другому с минимумом переналадок. И второе. Работа по доводке конструкции поршня 317.1004015 позволила получить расчетным путем профиль внешней поверхности поршня, работающего в условиях несимметричного нагружения кривошипно-шатунного механизма.

УДК 629.113-585

Перспективное семейство гидромеханических передач

Ю.И. НИКОЛАЕВ, В.С. ГРИНЮК, С.Г. СТАСКЕВИЧ

МЗКТ

Опыт работ МЗКТ с отечественными и зарубежными потребителями автомобильной техники позволяет говорить о все возрастающем спросе на современные гидромеханические передачи. И прежде всего — на многоступенчатые, с электронными системами управления и диагностирования. Например, он доказывает: для многих типов транспортных средств (военные и пожарные автомобили, автопоезда большой грузоподъемности, городские автобусы, мобильные буровые установки и специальные шасси) альтернативы ГМП в настоящее время просто нет. Поэтому понятно, что МЗКТ, в производственную программу которого входят большинство из перечисленных АТС, не мог не заняться разработкой таких передач как для нужд собственного производства, так и для поставок на рынок. Тем более что данный подход позволяет увеличить серийность и, следовательно, снизить себестоимость узлов ГМП. Наконец, выпуск собственных автоматических ГМП уменьшает риск конкурентной зависимости предприятия от зарубежных производителей, может стать самостоятельной статьей экспорта, особенно в Россию, где изготовляют много специальной автомобильной техники.

Таким образом, решение о налаживании на МЗКТ крупносерийного производства современных автоматических ГМП — целесообразное со всех точек зрения.

Неслучаен типаж новых ГМП.

Автотранспортные средства, выпускаемые МЗКТ, находятся в мощностном диапазоне 220—590 кВт (300—800 л. с.). Для его "перекрытия" требуется, как показывают расчеты и мировой опыт, не менее трех базовых ГМП, отличающихся друг от друга величинами входящего крутящего момента, а значит, преобразующей способностью гидротрансформаторов и планетарных коробок передач. Кроме того, в каждую из трансмиссий, включающих любую из этих ГМП, вместо планетарной коробки передач может входить одна и та же механическая девятиступенчатая коробка типа ЯМЗ-202, давно уже серийно выпускаемая на МЗКТ. Она в сочетании с ГДТ, имеющим невысокий коэффициент преобразования крутящего момента, позволяет получить очень эффективный тип передачи — диапазонную гидропередачу, состоящую из ГДТ, сцепления и коробки передач.

Для нового семейства ГМП специалисты завода выбрали две лопастные системы трехколесных ГДТ — с коэффициентами K преобразования крутящего момента, равными 1,75 и 2,45, но с одним и тем же максимальным значением КПД (0,9). Ограничились они и двумя базовыми планетарными коробками, рассчитанными на крутящие моменты соответственно 2,94 и 4,9 кН · м (300 и 500 кгс · м).

Структурная схема построения рассматриваемого семейства ГМП приведена на рис. 1, из которого следует, что новые ГМП МЗКТ действительно образуют целое семейство, которое включает, по сути, четыре ГДТ с различными активными диаметрами кругов циркуляции (D_{α_1} = 390, D_{α_2} = 450 и D_{α_3} = 480 мм), две (ПКП-300 и ПКП-500) планетарные коробки передач, выполненные по одной кинематической схеме, но рассчитанные на различные максимальные входные крутящие моменты, или синхронизированную коробку передач ЯМЗ-202. Комбинации и дали возможность перекрыть основную часть мощностного диапазона двигателей, применяемых на технике МЗКТ и многих других автозаводов, а именно от 220 до 478 кВт (от 300 до 650 л. с.).

В основу построения нового семейства (рис. 2) положен, что очень важно с производственной и эксплуатационной точек зрения, модульный принцип, предполагающий наличие базовой планетарной ко-

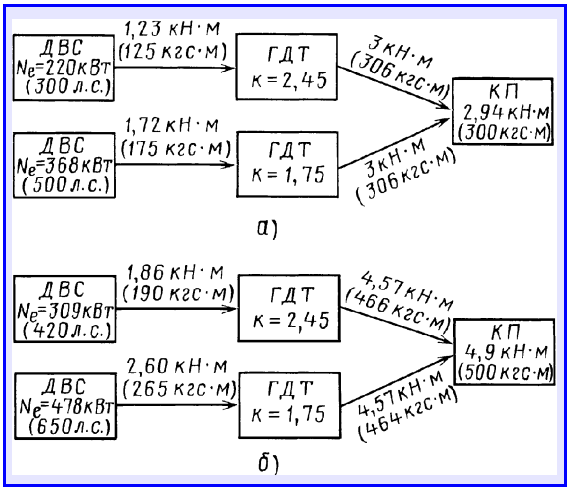


Рис. 1. Структурная схема нового семейства ГМП МЗКТ

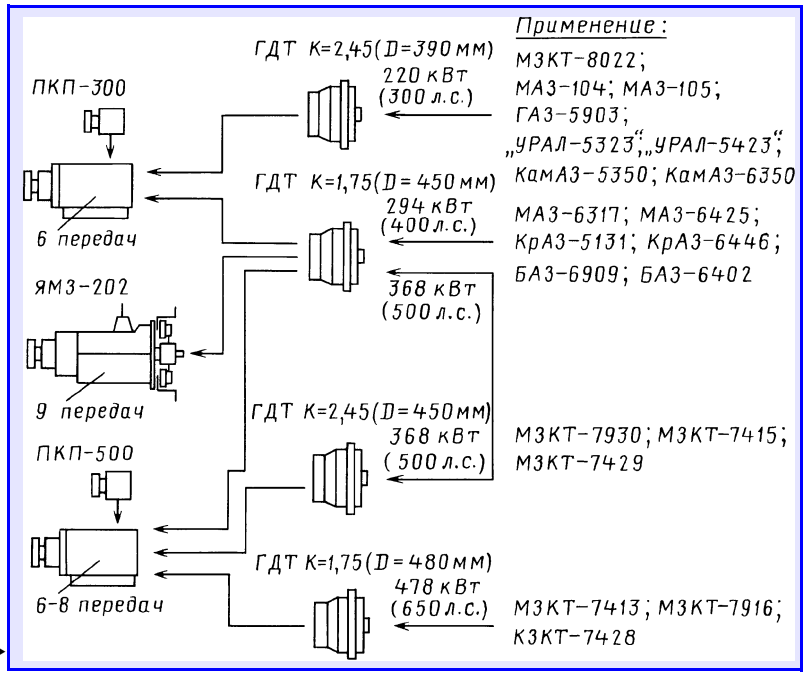


Рис. 2. Новое семейство перспективных ГМП МЗКТ ▶

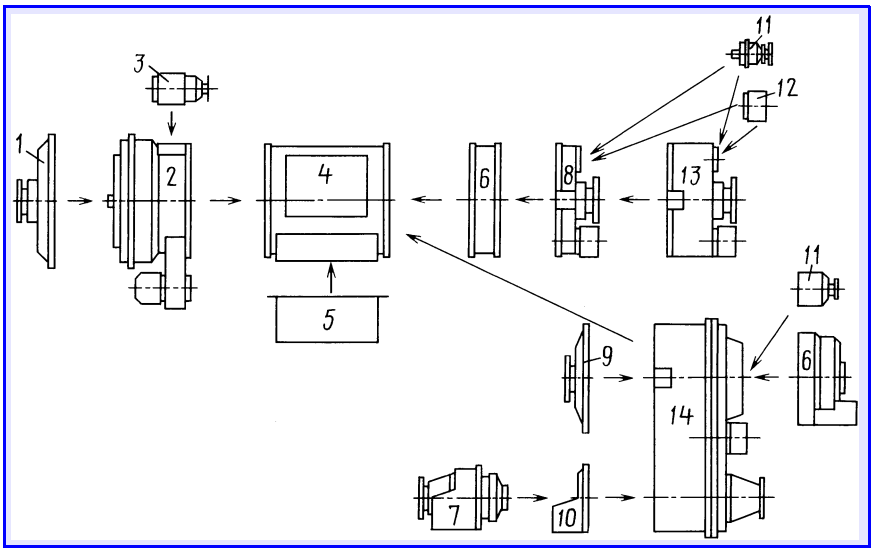


Рис. 3. Модульный принцип построения семейства ГМП МЗКТ:
1 — передняя крышка; *2* — гидротрансформатор; *3* — механизм отбора мощности от двигателя; *4* — основная коробка передач; *5* — поддон; *6* — гидрозамедлитель; *7* — дифференциальный привод передних мостов; *8* — задняя крышка; *9* — передняя крышка раздаточной коробки; *10* — поддон раздаточной коробки; *11* — механизм отбора мощности от трансмиссии; *12* — дополнительный насос; *13* — диапазонный редуктор; *14* — раздаточная коробка

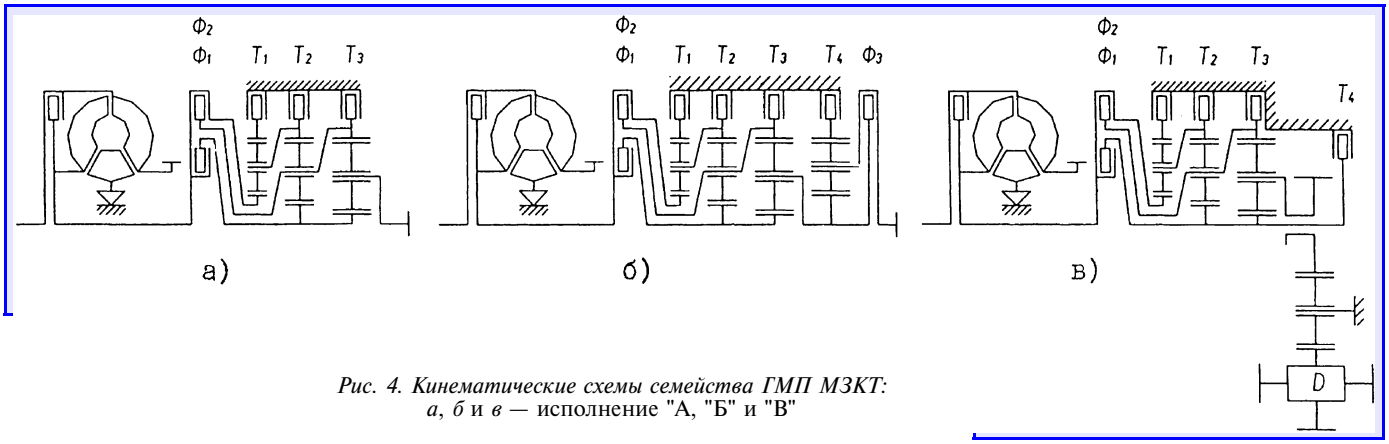


Рис. 4. Кинематические схемы семейства ГМП МЗКТ:
а, *б* и *в* — исполнение "А", "Б" и "В"

робки передач и набора стыкуемых с ней узлов. Комбинирование последних и позволяет получить (рис. 3) передачу с требуемыми выходными характеристиками и набором внешних устройств. Причем таких узлов немного — всего лишь девять. Это ГДТ с системами питания и управления фрикционом блокировки; диапазонный редуктор (демультипликатор); трехвальная раздаточная коробка; механизм дифференциального привода передних мостов; передние крышки ГДТ и раздаточной коробки с приводом для отдельной установки последних; задняя крышка планетарной коробки передач с выходным валом; поддоны планетарной и раздаточной коробок; механизмы отбора мощности от насосного колеса ГДТ и выходного вала ГМП; гидродинамический тормоз-замедлитель.

ПКП-300 и ПКП-500 выполнены, как уже упоминалось, по одной (трехрядной) кинематической схеме, что решает проблему унификации системы управления. И в то же время позволяет получить три варианта исполнения коробки — "А", "Б" и "В" (рис. 4), отличающиеся числом передач (ступеней).

Так, у варианта "А" шесть передач переднего и одна заднего хода (6 ± 1), причем две высшие — ускоряющие — и шестую (i = 0,65) рекомендуется использовать только с низкооборотными двигателями (n = 2900 мин$^{-1}$) или ограничивать максимальную частоту вращения коленчатого вала при работе ГМП на ней.

Значения передаточных чисел и их соотношений δ для данной схемы приведены в табл. 1. Полный ее диапазон D_α — 6,77. В процессе переключения передач изменяется (табл. 2) состояние только одного фрикциона, что упрощает процесс регулирования плавности работы коробки на переходных режимах.

При добавлении к схеме варианта "А" диапазонного планетарного редуктора образуется вариант "Б" с чис-

Таблица 1

Параметр	Значение параметра на передаче						
	I	II	III	IV	V	VI	*R*
i	4,40	2,20	1,52	1,00	0,74	0,65	4,95
δ	2,20	1,45	1,52	1,35	1,14		

Таблица 2

Фрикцион, тормоз	Фрикционы, работающие на передаче						
	I	II	III	IV	V	VI	*R*
Ф1	•	•	•	•			
Ф2				•	•	•	
Т1			•		•		•
Т2		•				•	
Т3	•						•

лом передач, равным 8 (9) + 2. Большой собственный диапазон планетарной коробки позволяет использовать на автомобиле односкоростную раздаточную коробку. В итоге получается схема, оптимально подходящая для большегрузных автопоездов. Ее передаточное число в этом случае имеет значения, приведенные в табл. 3, а схема переключения передач соответствует табл. 4.

Оптимальные перепады между смежными передачами упрощают процесс их переключения и позволяют ГДТ практически сразу выходить на точку блокировки.

Таблица 3

Параметр	Значение параметра на передачах									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	*R*I	*R*II
i	13,42	6,71	4,64	3,05	2,20	1,52	1,00	0,74		
	Н				В				Н	В
δ	2,0	1,45	1,52	1,38	1,45	1,52	1,35			

Таблица 4

Фрикцион, тормоз	Фрикционы, работающие на передаче									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	*R*I	*R*II
Ф1	•	•	•	•	•	•	•			
Ф2				•			•	•		
Т1			•			•		•	•	•
Т2		•			•					
Т3	•								•	•
Т4	•	•	•	•					•	
Ф3					•	•	•	•		•

Таблица 5

Параметр	Значение параметра на передачах							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	*R*
i	4,96	4,40	2,20	1,52	1,00	0,74	0,65	4,95
δ	1,13	2,00	1,45	1,52	1,35	1,14		

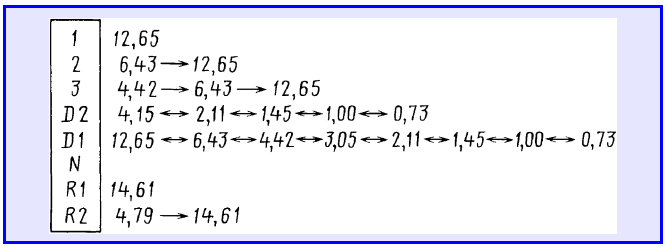


Рис. 5. Схемы избирателя режимов

Кинематическая схема варианта "В" образуется при объединении основной планетарной коробки передач в одном блоке с раздаточной коробкой и установке дополнительного тормоза промежуточного вала. Значения ее передаточных чисел приведены в табл. 5. Как из нее видно, планетарная коробка, выполненная по схеме "В", со второй по седьмую передачу работает так же, как и выполненная по схеме "А". Для трогания с места в тяжелых дорожных условиях можно использовать первую передачу. Тогда передачи переключаются в последовательности "I—III...VII".

Для самой сложной схемы "Б" автоматическое переключение может происходить в двух режимах — тяжелом (*D*1) и легком (*D*2). Схема избирателя режимов приведена на рис. 5. Три печатные передачи переднего хода и две заднего используются при маневрировании автомобиля.

Все ГМП предполагается оснащать микропроцессорной системой автоматического переключения передач и блокировки ГДТ. Существующая же исполнительная часть системы управления есть и останется электрогидравлической.

Как видим, принятое схемное решение нового семейства ГМП позволяет, как задумывалось, образовывать на основе базовой планетарной коробки передач различные варианты трансмиссий применительно к основным типам выпускаемых на МЗКТ автотранспортных средств и также АТС других производителей. Что, безусловно, усилит кооперационные связи между МЗКТ и автозаводами России.

УДК 629.4.067

Алгоритм управления электрогидравлической тормозной системой АТС

Д-р техн. наук Е.М. ОВСЯННИКОВ, Е.С. БАЛЯСНИКОВ

МГТУ "МАМИ"

Современные тормозные системы легковых автомобилей — системы, управляемые "по проводам". То есть они, в отличие от традиционных гидравлических систем, не имеют прямой механической связи между педалью тормоза и колесными тормозными механизмами, а усилие, прилагаемое к тормозным накладкам, создается с помощью управляемых электроникой устройств.

В настоящее время существует два вида таких систем: электромеханические и электрогидравлические. Но у первых есть весьма существенный недостаток — у них нет устройств резервирования на случай отказа электроники или повреждения источника питания. Из-за чего для повышения надежности в них приходится встраивать дублирующие элементы, что не лучшим образом сказывается на массово-габаритных показателях и стоимости тормозов. Напротив, электрогидравлические системы устроены таким образом, что при отказе электроники автоматически восстанавливается прямая гидравлическая связь между педалью тормоза и тормозными механизмами, позволяя сохранить работоспособность системы. Поэтому электро-

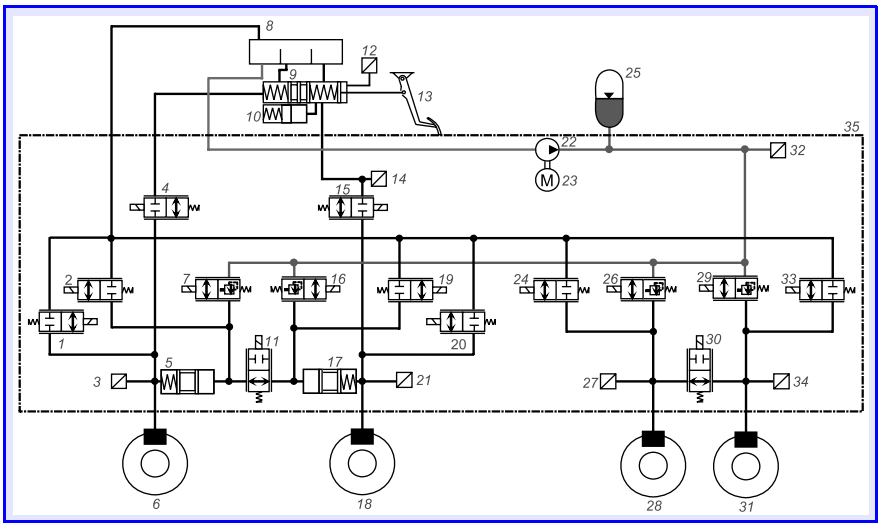


Рис. 1. Схема электрогидравлической тормозной системы:
1 и *20* — клапаны температурной компенсации; *2*, *19*, *24* и *33* — выпускные клапаны; *3*, *14*, *21*, *27*, *32* и *34* — датчики давления; *4* и *15* — разделительные клапаны; *5* и *17* — разделительные поршни; *6*, *18*, *28* и *31* — тормозные механизмы; *7*, *16*, *26*, *29* — впускные клапаны; *8* — резервуар; *9* — главный тормозной цилиндр; *10* — преобразователь усилия; *11* и *30* — балансировочные клапаны; *12* — датчик перемещения педали; *13* — педаль тормоза; *22* — гидронасос; *23* — электропривод гидронасоса; *25* — гидропневматический аккумулятор давления; *35* — электрогидравлический модулятор давления

гидравлические системы и считаются наиболее предпочтительными. Рассмотрим их.

В состав электрогидравлической тормозной системы (рис. 1) входят: педаль тормоза *13*; главный тормозной цилиндр *9* с преобразователем усилия *10*, соединенный с резервуаром *8*, в котором находится запас тормозной жидкости; электрогидравлический модулятор давления *35*; колесные тормозные механизмы *6*, *18*, *28* и *31*. С педалью тормоза связан датчик положения *12*, отслеживающий ее перемещение. Преобразователь усилия необходим для создания обратной силы на педали тормоза при работающей электрогидравлической тормозной системе.

Электрогидравлический модулятор давления состоит из однопоршневого гидронасоса *22* с электроприводом *23* мощностью 250—300 Вт, развивающего давление 12—14 МПа (120—140 кгс/см^2); гидропневматического аккумулятора давления *25*; впускных *7*, *16*, *26*, *29* и выпускных *2*, *19*, *24*, *33* клапанов (по одному на каждый тормозной механизм); балансировочных клапанов *11* и *30* (по одному на каждую ось); температурно-компенсационных клапанов *1* и *20*; разделительных клапанов *4* и *15*, включенных в гидравлический контур передней оси (по одному на каждый тормозной механизм); датчиков давления *3*, *14*, *21*, *27*, *32* и *34*. При этом впускные, разделительные и балансировочные клапаны — нормально открытого типа, впускные и температурно-компенсационные — нормально закрытого типа.

Гидравлические контуры передних тормозных механизмов отделены от главного тормозного цилиндра разделительными поршнями *5* и *17*, что необходимо для нормального функционирования системы в режиме резервного торможения, т. е. в случае, когда откажет электроника.

Модулятор давления в тормозном механизме любого из колес состоит из одного впускного, одного выпускного клапанов, а также датчика давления. Модуляторы давления двух тормозных механизмов одной оси соединены друг с другом с помощью уравнительных (балансировочных) клапанов, при закрытии которых можно регулировать давление индивидуально в каждом тормозном механизме.

Обязательным условием является использование в контуре передних тормозных механизмов температурно-компенсационных клапанов, предназначенных для уменьшения давления в замкнутом контуре при нагреве и расширении тормозной жидкости (например, при длительном торможении).

Таким образом, схема рассчитана на индивидуальное управление каждым тормозным механизмом, она позволяет реализовать дополнительные функции, направленные на повышение безопасности. В частности, функции АБС, ПБС, поддержание безопасной дистанции до впереди идущего АТС и т. д. Для чего достаточно изменить программное обеспечение работы клапанов модулятора, а также добавить в схему соответствующие датчики.

Как это получается, покажем на примере впускного клапана.

Основа данного, как и любого другого электромагнитного клапана, — электромагнит, т. е. соленоид, который состоит из неподвижной (обмотка, магнитопровод) и расположенной внутри нее подвижной (якорь) частей. Электромагнитная сила, действующая на якорь, создается в рабочем воздушном зазоре. Под ее действием якорь перемещается, открывая доступ тормозной жидкости к рабочим цилиндрам колеса.

Для удерживания клапана открытым, т. е. якоря электромагнита в "притянутом" положении, требуется меньшая электромагнитная сила, чем для преодоления силы действия возвратной пружины и силы трения в начале движения. Поэтому соленоид имеет две обмотки — основную и удерживающую, которая потребляет меньшую, чем основная обмотка, мощность. Правда, большинство фирм-изготовителей соленоидов ограничиваются одной обмоткой, из-за чего в устройство управления клапаном приходится добавлять схему регулирования тока в основной обмотке. Такое решение считается более приемлемым как по массово-габаритным показателям, так и по простоте конструкции.

В данном случае величина электромагнитной силы регулируется путем изменения тока в обмотке электромагнита, и хотя при подаче напряжения этот ток изменяется по экспоненциальному закону, из-за того, что в процессе движения якоря изменяется величина

воздушного зазора, а также магнитодвижущая сила в нем, ток будет изменяться по характеристике, показанной на рис. 2. При его возрастании до значения I_{max} (участок t_0—t_1) якорь полностью втягивается в соленоид, открывая клапан, и его скорость равна нулю. Поэтому система регулирования уменьшает ток в соленоиде (участок t_1—t_2) до величины, несколько меньшей тока $I_{уд}$ удерживания. Затем, чтобы якорь не начал обратное движение, снова увеличивает напряжение на обмотке, повышая тем самым ток сверх $I_{уд}$.

Принцип работы устройства управления клапаном заключается (рис. 3) в следующем.

На вход микроконтроллера *2* подается цифровой сигнал *1*(*A*), соответствующий заданному блоком управления тормозной системы и времени удерживания якоря электромагнита в "притянутом" положении. После расчетов, выполненных микроконтроллером, на его выходе формируется сигнал *3*(*B*), управляя

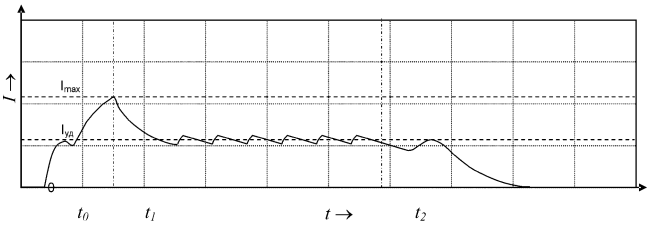
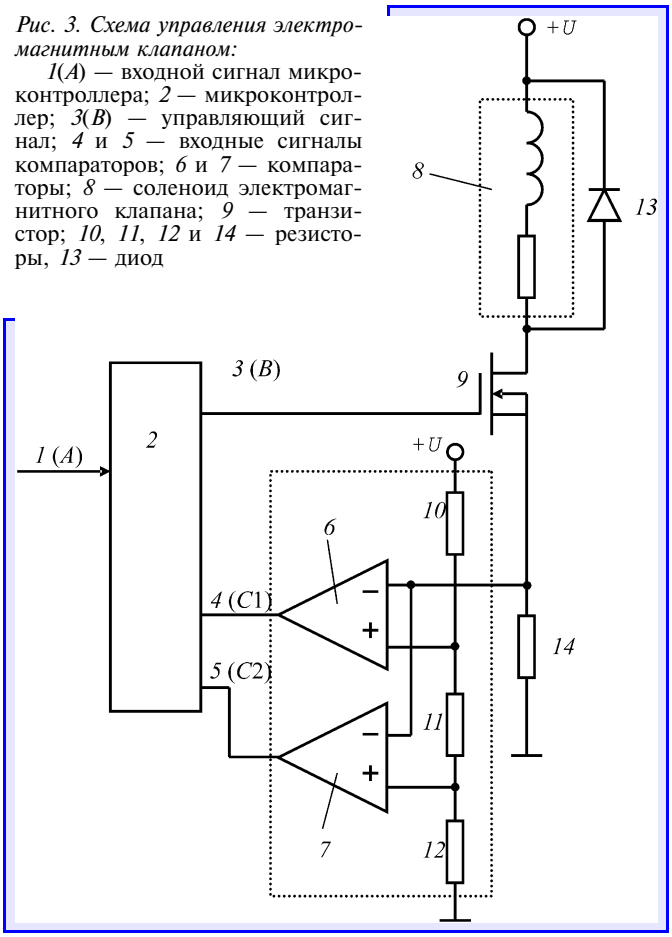


Рис. 2. Схема работы электромагнита впускного клапана:
t_0—t — запуск; t_1—t_2 — время удержания клапана открытым; $t > t_p$ — закрытие клапана

Рис. 3. Схема управления электромагнитным клапаном:
1(*A*) — входной сигнал микроконтроллера; *2* — микроконтроллер; *3*(*B*) — управляющий сигнал; *4* и *5* — входные сигналы компараторов; *6* и *7* — компараторы; *8* — соленоид электромагнитного клапана; *9* — транзистор; *10*, *11*, *12* и *14* — резисторы, *13* — диод



транзистором *9*, а следовательно, и током, протекающим в цепи обмотки соленоида *8*, который на рисунке изображен в виде сопротивления и индуктивности. Когда транзистор *9* открыт, в цепи обмотки протекает ток, вызванный напряжением *U* источника питания. Его величина измеряется двумя (*6* и *7*) компараторами, которые, по существу, представляют собой аналого-цифровые преобразователи параллельного типа, которые имеют по два опорных уровня напряжения, полученные на блоке резисторов *10*, *11* и *12*. Причем величины этих напряжений выбираются так, чтобы их значения соответствовали напряжению на измерительном резисторе *14* в момент протекания через него токов I_{max} и $I_{уд}$ соответственно.

При увеличении напряжения на измерительном резисторе *14* выше каждого из фиксированных уровней опорного напряжения на выходе компараторов *6* и *7* устанавливается высокий уровень напряжения, или логическая единица. В противном случае на выходах обоих компараторов фиксируется логический ноль.

Основная программа микроконтроллера выполняется с определенной последовательностью. В начале каждого цикла на выходе *3*(*B*) на короткий промежуток времени создается высокий уровень напряжения. За счет того, что ток в обмотке соленоида не может измениться скачком, в момент открытия транзистора *9* через измерительный резистор *14* протекает ток, который равен текущему его значению в обмотке соленоида, замкнутого через диод *13* при закрытом транзисторе *9*. Это свойство позволяет микроконтроллеру определить значение тока в обмотке соленоида в режиме удерживания якоря.

Теперь об алгоритме (рис. 4) функционирования микроконтроллера. Для его работы используются следующие переменные: текущее значение внутреннего таймера *t* микроконтроллера; период *T* широтно-импульсного модулированного сигнала управления электромагнитным клапаном; расчетное время t_p начала следующего периода; расчетное время $t_{от}$ отключения питания обмотки электромагнита; значение на входе *1*(*A*) микроконтроллера; логическое состояние (значение напряжения) на выходе *3*(*B*) микроконтроллера; логические состояния входов *4* и *5* (*C*1 и *C*2) микроконтроллера; логическая переменная *H*, обозначающая режим удерживания якоря.

В момент включения микроконтроллера значения всех переменных, очевидно, равны нулю, и на выходе *3*(*B*) имеет место низкий уровень напряжения. Что означает: транзистор *9* закрыт, а цепь обмотки соленоида разомкнута. Первый шаг программы — проверка условия о превышении значения счетчика внутреннего таймера расчетного значения ($t > t_p$). Так как этот параметр при включении цикла заведомо равен нулю, то сразу же начинается переход ко второму шагу — проверке на превышение значения *t* над расчетным временем t_p. Если условие истинно, то это означает, что данный момент времени — время t_0 начала цикла. Поэтому программа переходит к третьему шагу (расчет параметров $t_{от}$ и t_p), затем — к четвертому (расчет $t_{от}$) и пятому (сброс состояния выхода *3*(*B*) и параметра *H*) шагам. Если же условие ложно, то система переходит к следующему блоку команд, первая из которых — ус-

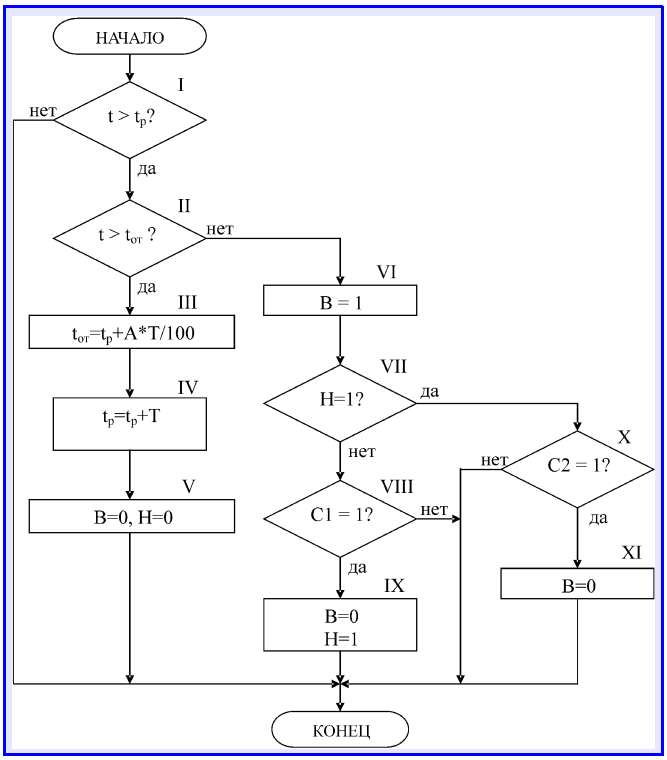


Рис. 4. Алгоритм управления клапаном

тановка высокого уровня логического состояния *3*(*B*), обеспечивающего открытие транзистора *9* (шестой шаг). Седьмой шаг — проверка состояния параметра *H*. Истинность последнего условия означает, что в данный момент времени электромагнит находится в состоянии удерживания клапана и программа имеет право перейти к десятому шагу алгоритма. Если же оно ложно — электромагнит находится в фазе пуска, то следующий (восьмой) шаг программы — проверка состояния входа *4*(*C*1) с компаратора *6*. Причем это условие будет истинно в том случае, если напряжение на измерительном резисторе *14* будет выше опорного напряжения компаратора *6*.

Данный факт означает, что ток в цепи обмотки соленоида достиг значения I_{max} или превысил его и поэтому в следующем (девятом) шаге алгоритма на выходе *3*(*B*) микроконтроллера устанавливается низкий уровень напряжения, закрывающий транзистор *9*. Параметр *H* принимается равным логической единице, что показывает: режим запуска закончился и теперь предстоит фаза удерживания клапана в открытом положении. На десятом шаге проверяется состояние входа *5*(*C*2) с компаратора *7*. Истинность данного условия означает, что ток в обмотке соленоида выше, чем ток удерживания, и для его уменьшения необходимо закрыть транзистор *9*, открытый на шестом шаге. Работа алгоритма была проверена на компьютерной модели. Результаты — положительные.

В рассмотренный алгоритм не доставляет особого труда добавить функции, позволяющие контролировать скорость нарастания тока в обмотке соленоида, что дает возможность быстро определять неисправности электромагнитного клапана — прежде всего такие, как отказ источника питания и обрыв в контуре обмотки соленоида. Но с помощью схемы и алгоритма управления можно определять также время открытия клапана при включении и время его закрытия. То есть получать данные, которые очень важны для адаптивного управления электрогидравлической тормозной системой.

Выпускной клапан работает, в принципе, по аналогичной схеме. С той лишь разницей, что его соленоид включается, чтобы этот клапан закрыть и удерживать в закрытом положении.

Таким образом, приведенные выше схема и алгоритм управления клапаном позволяют обеспечить очень высокие надежность работы электрогидравлической тормозной системы, а также качество регулирования давления в колесном тормозном механизме. В итоге — повысить эффективность процесса торможения, а следовательно, и безопасность автомобиля.

УДК 539.1

Переходные процессы в курсовом движении автомобиля при боковом ветре

Д-р техн. наук Ю.Н. САНКИН, М.В. ГУРЬЯНОВ

Ульяновский ГТУ, УАЗ

Изменение курсового движения автомобиля вызывается случайными факторами — как внутренними, так и внешними, действующими в боковом направлении. К числу последних относятся неровности и уклоны дорожного покрытия, а также аэродинамические силы. Но в данной работе авторы рассматривают параметры курсового движения автомобиля лишь при возмущениях от боковых аэродинамических сил, вызванных ветром или близко проходящим встречным автомобилем. Во-первых, потому что данной проблеме очень редко и мало уделялось внимания в научной литературе, во-вторых, она становится все более актуальной: при современных скоростях движения снос и угловое отклонение автомобиля за малый промежуток времени могут привести к его выходу из заданного динамического коридора движения со всеми вытекающими отсюда последствиями. Ведь процесс практически неуправляем: водитель просто не успевает своевременно скорректировать траекторию движения. Более того, авторы даже тех немногих работ, которые появлялись в печати, при моделировании поперечных колебаний рассматривают ветровые возмущения ступенчатой или импульсной формы, создаваемые длительным или кратковременным воздушным потоком. Что не совсем верно: в действительности возмущения имеют произвольный (случайный) характер.

Авторы предлагают вниманию читателей более общее и близкое к реальности решение задачи, используя для этого математическую модель, которая представляет собой уравнение движения автомобиля в системе осей, зафиксированных на его кузове.

Такой переход от неподвижных осей координат к подвижным позволяет исключить два нулевых корня у характеристического полинома передаточной функции и получить адекватные параметры переходного процесса.

Действительно, в данном случае уравнения движения в системе осей, связанных с телом, записываются, согласно теоремам об изменениях количества движения относительно подвижного центра масс этого тела, в виде формул № 1 (см. таблицу). Здесь следует отме-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{d\overline{K}}{dt} + \overline{\omega} \times \overline{K} = \overline{F}$; $\frac{d\overline{L}}{dt} + \overline{\omega} \times \overline{L} = \overline{M}$	$\overline{K}$ — количество движения; $\overline{\omega}$ — угловая скорость движения; $\overline{F}$ — возмущающая сила; $\overline{L}$ — момент количества движения, $\overline{M}$ — возмущающий момент
2	$F_{y_i} = K_i \varepsilon_i$	K_i — коэффициент бокового увода шины i-го колеса; ε_i — угол увода i-го колеса
3	$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \frac{-a_1 r - v_y}{vx}$; $\varepsilon_3 = \varepsilon_4 = \frac{a_2 r - v_y}{vx}$	a_1, a_2 — расстояния от положения центра масс автомобиля до его передней и задней осей; r, v_x и v_y — соответственно угловая, продольная и боковая скорости автомобиля в системе координат, связанных с его кузовом
4	$m_а \dot{v}_y + \frac{2v_y(K_1 + K_2)}{v_x} + m_а v_x r + \frac{2r(K_1 a_1 - K_2 a_2)}{v_x} = F_в(t)$; $I_z \dot{r} + \frac{2r(K_1 a_1^2 + K_2 a_2^2)}{v_x} + \frac{2v_y(K_1 a_1 - K_2 a_2)}{v_x} = M_в(t)$	$m_а$ — масса автомобиля; K_1, K_2 — коэффициенты бокового увода шин колес передней и задней осей соответственно; $F_в(t)$ и $M_в(t)$ — внешние возмущающие аэродинамическая сила и момент; $I_z = m_а \rho_z^2$ — момент инерции автомобиля относительно его вертикальной оси; ρ_z — радиус инерции автомобиля относительно его вертикальной оси
5	$W(i\omega) = \begin{vmatrix} m_а i\omega + \frac{2(K_1 + K_2)}{v_x}; & m_а v_x + \frac{2(K_1 a_1 + K_2 a_2)}{v_x} \\ \frac{2(K_1 a_1 + K_2 a_2)}{v_x}; & m_а \rho_z^2 i\omega + \frac{2(K_1 a_1^2 + K_2 a_2^2)}{v_x} \end{vmatrix}^{-1}$	—
6	$F_в = C_x \frac{\rho_в v_в^2}{2} S_{мид}$	C_x — коэффициент аэродинамического сопротивления в боковом направлении; $\rho_в$ — плотность воздуха; $v_в$ — скорость ветра; $S_{мид}$ — площадь продольного сечения автомобиля
7	$x(t_k) = \frac{\Delta\omega}{\pi} \mathrm{Re} \sum_{n=0}^{N_1 - 1} W(\omega_n) \left[\Delta t \sum_{m=0}^{M_1 - 1} Q(t_m) e^{-2\pi i \frac{mn}{M_1}} \right] e^{2\pi i \frac{nk}{M_1}}$	t_k — дискретное значение момента времени, в котором определяются параметры вектора $x(t_k)$; k — порядковый номер интервала разбиения временного периода; Re — знак вещественной части соответствующего выражения; T_h — период действия вектора нагрузки Q_t; $\Delta\omega$ — шаг разбиения передаточной функции $W(i\omega)$ по частоте, $\Delta\omega = \frac{2\pi}{T_h}$; N_1 — число равных интервалов разбиения полосы пропускания передаточной функции $W(i\omega)$; n — порядковый номер разбиения полосы пропускания передаточной функции $W(i\omega)$, причем значения последней определяются в дискретные значения частоты $\omega_n = n\Delta\omega$; Δt — шаг разбиения T_h по времени; M_1 — число равных интервалов разбиения T_h; m — порядковый номер шага разбиения по времени интервала T_h, причем значения вектора нагрузки $Q(t)$ определяются в дискретные значения времени
8	$v_{кр} = \sqrt{\frac{2K_1 K_2 (a_1 + a_2)^2}{m_a (K_1 a_1 - K_2 a_2)}}$	—
9	$\dot{x}_1 = x_3$; $\dot{x}_2 = x_4$; $\dot{x}_3 = \frac{F_в(t)}{m_a} - \frac{2(K_1 + K_2)}{m_a v_x} x_3 - v_x x_4 - \frac{2(K_1 a_1 - K_2 a_2)}{m_a v_x} x_4$; $\dot{x}_4 = \frac{M_в(t)}{I_z} - \frac{2(K_1 a - K_2 a_2)}{I_z v_x} x_3 - \frac{2(K_1 a_1^2 + K_2 a_2^2)}{I_z v_x} x_4$	—

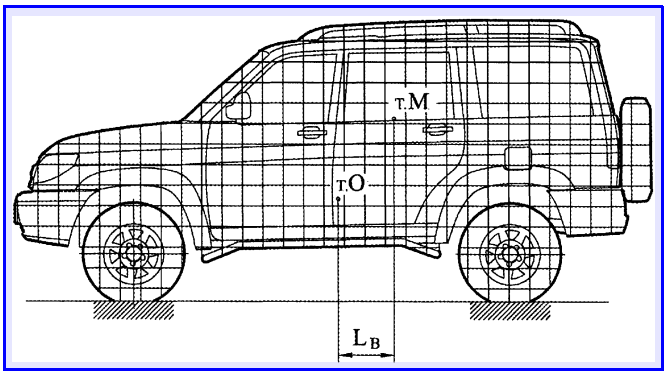


Рис. 1. Схема численного определения бокового метацентра приложения аэродинамических сил

тить, что в левой части второго уравнения дополнительный член, появляющийся за счет вращения подвижной системы, пропадает.

Тогда, учитывая, что боковая реакция F_{y_i} на i-м колесе автомобиля, возникающая при уводе, описывается в линейном приближении формулой № 2, а углы ξ_i увода колес — формулами № 3, получается система уравнений для динамической системы автомобиля, представленного в виде твердого тела, которую предложил Д. Вонг в книге "Теория наземных транспортных средств", т. е. формулы № 4.

Передаточная функция $W(i\omega)$ по скорости, характеризующая динамическую систему автомобиля, исходит из формул № 4 и записывается в виде формулы № 5.

Считая, что внешние аэродинамические силы сведены к главному вектору $F_в(t)$, приложенному (рис. 1) к точке 0 (центру масс) перпендикулярно продольной оси автомобиля, а также главному моменту $M_в(t)$, равному произведению силы $F_в(t)$ на плечо $L_в$ (расстояние от точки приложения силы $F_в$ в точке M метацентра до центра масс относительно оси, перпендикулярной боковой поверхности автомобиля). Таким образом, вектор возмущающей боковой нагрузки $Q(t)$ выражается формулой $Q(t) = |F_в(t),\ M_в(t)|^T$.

Положение метацентра определяют, как известно, продувкой модели автомобиля в аэродинамической трубе с регистрацией момента сопротивления относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс. Авторы же положение метацентра вычисляют. Для чего боковую проекцию автомобиля автоматически разбивают на простые фигуры — квадраты, затем выбирают две перпендикулярные оси, относительно которых находят центр параллельных сил, приложенных к каждому квадрату, рассчитывая таким образом координаты точки M, которая и будет метацентром приложения аэродинамических сил. Главный же вектор суммарной аэродинамической силы $F_в$, действующей на боковую поверхность автомобиля, определяется известным соотношением (формула № 6). При этом считается, что вектор скорости $v_в$ ветра постоянно направлен вдоль вертикальной плоскости, перпендикулярной продольной оси автомобиля, так как именно перпендикулярная составляющая ветра оказывает наиболее существенное влияние на боковой снос автомобиля.

Для построения переходного процесса при внешних возмущающих воздействиях произвольной формы авторы используют численное преобразование Фурье, а вектор $x(t_к) = |v_y r|^T$, состоящий из боковой и угловой скоростей автомобиля, определяют по матричной дискретной форме обратного преобразования Фурье (формула № 7). В случае особенности численного преобразования Фурье оказывается, что при вычислениях нагрузка как бы прикладывается периодически, с периодом T_h, что на самом деле не соответствует действительности, поэтому в период T_h необходимо включить интервал нулевого нагружения.

Таким образом, решение, полученное по формуле № 7, справедливо для временного диапазона, равного периоду T_h действия нагрузки.

Рассмотрим примеры определения параметров переходных процессов при различных моделях ветровых возмущений. И сделаем это по рис. 2, на котором приведены нормализованная (кривая *1*), "обобщенная" (кривая *2*) модели ветра и модель воздействия ветра произвольной формы (кривая *3*).

Ветровая нагрузка $Q(t)$ всех трех моделей действует 1,5 с, поэтому выбираем интервал нулевого нагружения таким же, как при действии нагрузки. Следовательно, период T_h действия нагрузки равен 3 с. Интервал Δt по времени принимаем 0,01 с. То есть число M_1 равных интервалов разбиения составляет 300. Шаг по частоте $\Delta\omega = 2\pi/T_h = 2{,}09\ \text{с}^{-1}$. Полосу пропускания передаточной функции $W(i\omega)$ разбиваем на N_1 равных интервалов: $N_1 = \omega_{max}/\Delta\omega = 150/2{,}09 \approx 71{,}62 = 71$, где

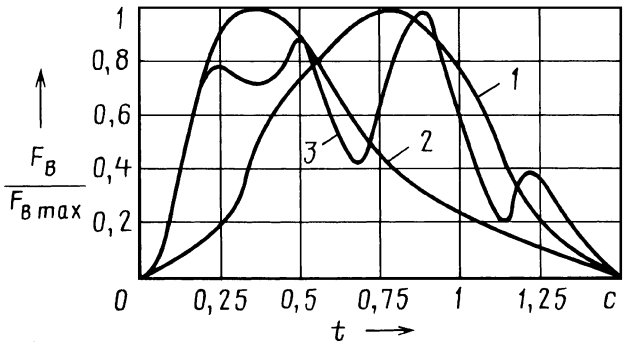


Рис. 2. Модели ветра:
1 — "нормализованная"; *2* — "обобщенная"; *3* — произвольной формы

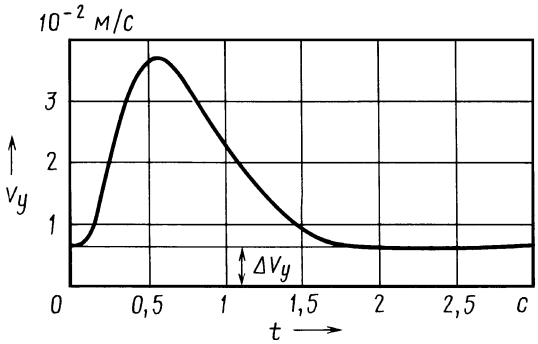


Рис. 3. Переходный процесс в боковом движении автомобиля по "обобщенной" модели ветра

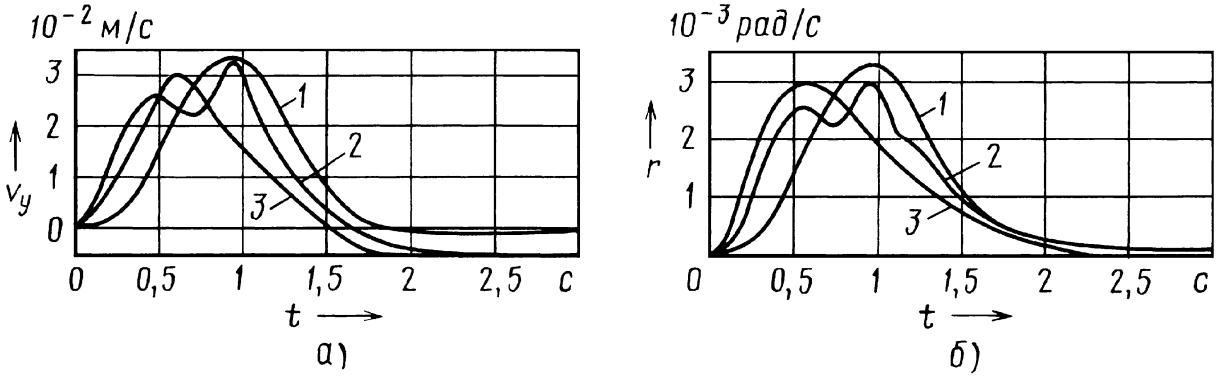


Рис. 4. Переходные процессы по скорости в боковом (а) и угловом (б) направлениях, полученные частотным (сплошные линии) и численным (штриховые линии) методами при различных моделях ветра:
1 — "нормализованная" модель; *2* — "обобщенная" модель; *3* — модель произвольной формы

ω_{max} — максимальное значение частоты, при которой определена передаточная функция $W(i\omega)$. Параметры автомобиля УАЗ-3163, используемые для расчета переходных процессов: $K_1 = 33{,}5$ и $K_2 = 34$ кН/рад., $S_{мид} = 6{,}345$ м^2, $C_x = 0{,}85$.

Рассмотрим два его крайних состояния — при полной ($m_п$) и снаряженной ($m_с$) массах. В первом случае $m_а = m_п = 2650$ кг, $J_z = 5010$ кг·м^2, $a_1 = 1{,}492$, $a_2 = 1{,}268$, $L_в = 0{,}173$ м; во втором — $m_а = m_с = 2130$ кг, $J_z = 4030$ кг·м^2, $a_1 = 1{,}27$, $a_2 = 1{,}49$, $L_в = 0{,}395$ м. Продольная скорость v_x движения автомобиля — 20 м/с; скорость $v_в$ ветра в боковом направлении — 11 м/с, что соответствует шести баллам (сильный ветер) по шкале Бофорта.

Переходный процесс в боковом движении для автомобиля полной массы при действии "обобщенной" модели ветра, полученный по формуле № 7, иллюстрирует рис. 3. При его построении наблюдается методическая погрешность Δv_y — погрешность вычисления, связанная с дискретизацией сигнала. Она постоянная, определяется графически и вычитается из окончательного результата.

Для расчета точности вычисления частотным методом, т. е. по формуле № 7, сравним получаемые по ней результаты с результатами численного метода Ренге-Кутта. Для чего систему уравнений движения (формулы № 4) приведем к системе дифференциальных уравнений первого порядка в форме Коши (формулы № 9). Итоги такого сравнения по боковой и угловой скоростям для различных моделей ветра — на рис. 4.

Как видим, совпадение переходных процессов практически полное: погрешность методов не превысила 3,5 %, причем наибольшей (3,5 %) она оказалась при использовании модели ветра произвольной формы.

Для получения переходных процессов по перемещению переходные процессы, представленные на рис. 4, необходимо проинтегрировать. Что и было сделано. Кривые, полученные частотными и численными методами, практически не отличаются.

Таким образом, сравнение результатов двух методов показывает, что частотная методика, разработанная авторами, позволяет построить переходный процесс достаточно точно. Но по предлагаемой методике, в отличие от численного интегрирования, время процесса вычисления существенно снижается, поскольку она использует свойства периодичности множителей $e^{-2\pi i\frac{nm}{M_1}}$ и $e^{2\pi i\frac{nk}{M_1}}$.

(Окончание следует.)

УДК 629.1.036.001.57

Компьютерная модель колеса

Д-р техн. наук Э.Д. ЧИХЛАДЗЕ,
канд. техн. наук А.В. ЛОБЯК, А.Г. КИСЛОВ, И.Н. ЛЫСЯКОВ

Харьковский НАДУ

ОАО "Кременчугский колесный завод" в настоящее время за год выпускает более 3,5 млн колес 350 модификаций. Причем их номенклатура расширяется так быстро, что имеющиеся в ОАО испытательные стенды не в состоянии "пропустить" через себя все создаваемые варианты колес. Поэтому для конструкторов весьма актуальной стала замена работы с изделиями "в натуре" на работу с их компьютерными моделями, позволяющими не только оценить прочность и деформируемость колеса при заданных геометрических и других характеристиках, но и находить оптимальные конструкции, варьируя толщиной диска, отгибом бортовой закраины и другими факторами. Спрос же, как известно, рождает предложение: такие модели уже есть, и одна из них, разработанная специалистами Харьковского национального автомобильно-дорожного института и Кременчугского колесного завода, рассматривается ниже.

При создании данной модели принималось, что обод колеса сформирован вращением сплайновой образующей относительно оси, проходящей через его центр масс в направлении, перпендикулярном плоскости колеса. Геометрическая модель (рис. 1, *а*) диска построена таким же образом с последующими детализированием выштампованных поверхностей сердцевины и вырезанием крепежных и вентиляционных отверстий. Расчетная модель (рис. 1, *б*) колеса получена разбиением (триангуляцией) поверхностной модели на пластинчатые прямоугольные и треугольные конеч-

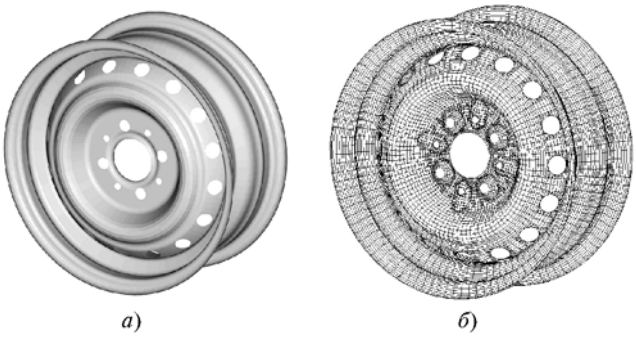


Рис. 1. Геометрическая (а) и расчетная (б) модели колеса

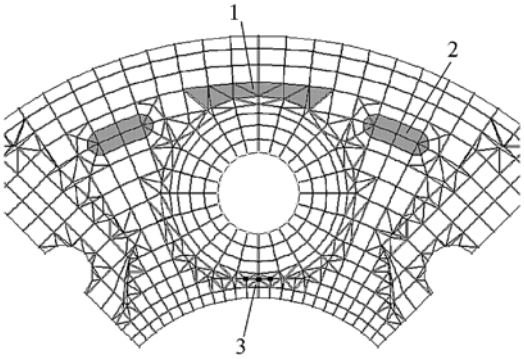


Рис. 2. Модель опирания колеса на ступицу при затяжке крепежных болтов:
1 — дальняя закраина; *2* — выштамповка; *3* — ближняя закраина конуса

ные элементы. В результате в двух блоках, ободе и диске, получено 12 742 элемента пластины и 11 824 узла.

Стыковка блоков выполнялась в восьми смежных узлах с помощью упругоподатливых связей в местах точечной сварки обода и диска (такая связь возможна благодаря специальному конечному элементу, предназначенному для учета податливости связей между смежными узлами). Каждый из объединенных узлов имеет шесть степеней свободы, ориентированных относительно осей глобальной системы координат XYZ (начало координат находится в центре масс обода).

Связи, моделирующие крепление колеса, располагаются в центральной части диска (рис. 2). Они препятствуют любым линейным перемещениям узлов в плоскости диска — кромочных узлах крепежных отверстий. Конечные элементы в зоне выштамповок, находящихся вблизи крепежных отверстий, а также в дальних и ближних к оси закраинах конуса, считаются упругоподатливыми.

Расчет модели выполнялся для трех видов нагружения: результатов от усилия затяжки крепежных болтов, осевой нагрузки и давления воздуха в шине.

Пример такого расчета в случае затяжки болтов моментом 75 Н · м (7,6 кгс · м) приведен на рис. 3. Здесь принято, что усилие затяжки болтов на диск передается узловыми силами, распределенными по кромке крепежного отверстия. В результате получены показанные на рис. 4 поля эквивалентных напряжений, возникающих в диске при затяжке болтов. Напряжения же в ободе при этом равны нулю.

Как видим, эквивалентные напряжения, посчитанные по энергетической теории прочности, свидетельствуют о том, что область конуса под крепежное отверстие представляет собой концентратор напряжений, наибольшие значения которых возникают вблизи опорных поверхностей: на дальней закраине конуса они равны 150 МПа (1500 кгс/см^2), а на ближней — 110 МПа (1100 кгс/см^2); вблизи выштамповок, обеспечивающих необходимую стабилизацию затяжки резьбовых соединений, — лежат в диапазоне 50—80 МПа (500—800 кгс/см^2).

Пример второго вида загружения колеса осевой нагрузкой 4 кН (0,41 тс) иллюстрирует рис. 5, *а* (после эквивалентных напряжений в ободе) и рис. 5, *б* (после эквивалентных напряжений в диске). Такая нагрузка (рис. 6) в узлах обода имитируется с помощью упругих связей, сведенных в общий узел на оси обода.

Как видно из рис. 5, напряжения в ободе локализуются в зонах между узлами крепления его с диском и в среднем составляют 30—54 МПа, или 300—540 кгс/см^2 (максимальное значение — 65 МПа, или 650 кгс/см^2), напряжения в диске — в зонах его контакта с ободом, где максимальные их значения достигают 68 МПа (680 кгс/см^2). На кромках вентиляционных и крепежных отверстий они значительно меньше (равны соответственно 32, 35 и 30 МПа, или 320, 350 и 300 кгс/см^2).

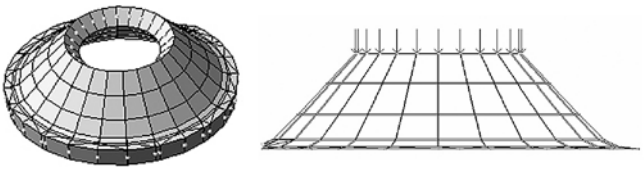


Рис. 3. Нагрузка от затяжки крепежных болтов

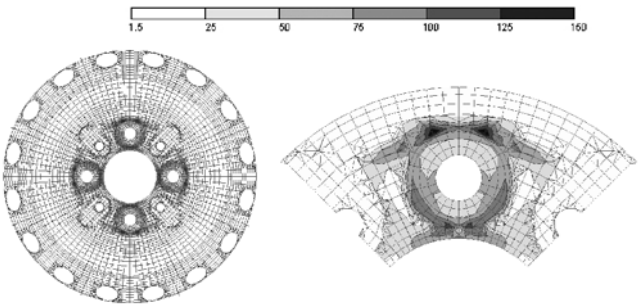


Рис. 4. Эквивалентные напряжения от затяжки болтов

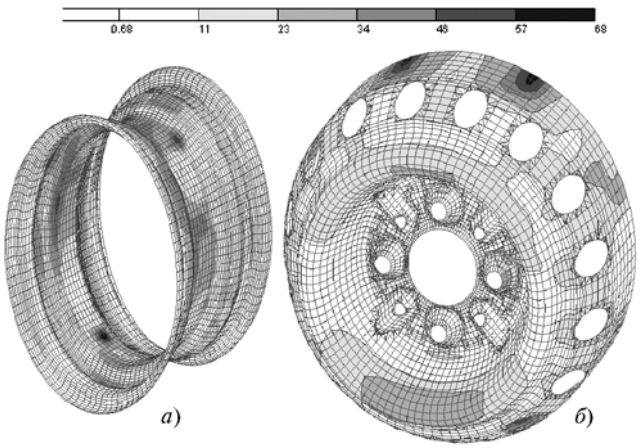


Рис. 5. Эквивалентные напряжения от осевой нагрузки в ободе (а) и диске (б)

При моделировании расчетной схемы очень важным был вопрос о третьем виде силового нагружения — взаимодействии шины и обода колеса. Дело в том, что находящийся в шине сжатый воздух воздействует на среднюю часть обода, а через ее борта — на закраину с усилием, которое имеет сложный закон распределения по длине профиля обода. Следовательно, учесть такое взаимодействие довольно сложно. С другой стороны, взаимодействие обода и шины оказывает существенное влияние на работоспособность последней и определяет потенциальную возможность реализации колесом предельных тяговых и тормозных сил, особенно при низком давлении воздуха в шине. Значит, не учитывать его (или учитывать неточно) нельзя.

Разработчики модели решили данную задачу на основе собственного опыта и анализа научной литературы. В результате им удалось составить модель силового взаимодействия шины и обода колеса, показанную на рис. 7.

Эта модель демонстрирует, что давление, воспринимаемое бортовой закраиной обода, имеет сложный закон распределения, изменяясь от нуля у основания бортовой закраины до максимального значения, равного 0,85 МПа (8,5 кгс/см^2). На участке посадочной полки поверхностное давление также неоднородно: оно увеличивается с 0,42 до 1,6 МПа (с 4,2 до 1,6 кгс/см^2), что объясняется наличием наклона посадочных полок, равного 5°. В средней части обода (в зоне ручья) нагрузка остается практически постоянной и соответствует давлению воздуха в шине.

Эквивалентные напряжения, возникающие в колесе и одной его четверти от действия давления воздуха в шине, приведены на рис. 8. Как видим, наиболее опасные участки расположены на перегибах профиля (максимальное значение эквивалентных напряжений

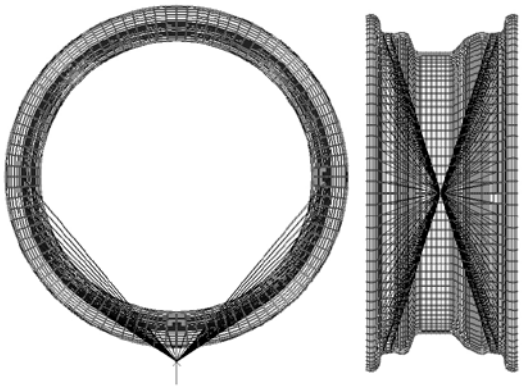


Рис. 6. Загружение колеса осевой нагрузкой

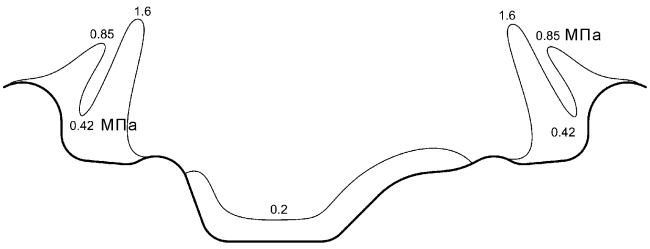


Рис. 7. Модель силового взаимодействия шины и обода колеса

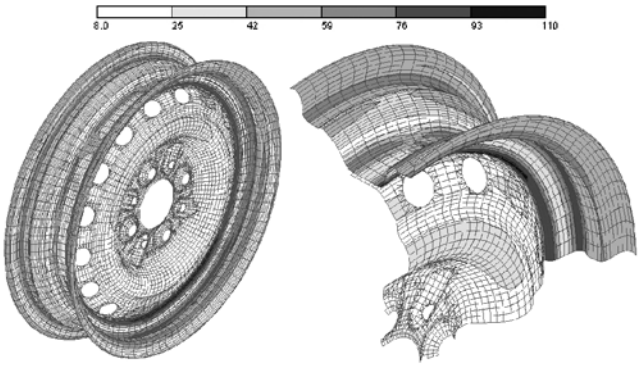


Рис. 8. Эквивалентные напряжения в колесе от давления воздуха в шине

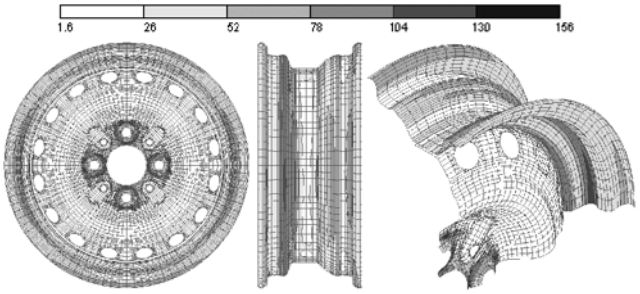


Рис. 9. Эквивалентные напряжения в колесе при расчетном сочетании всех нагрузок

здесь достигает 110 МПа, или 1100 кгс/см^2) и хампах (кольцевых выступах для дополнительной фиксации бортов бескамерных шин). Диск же на эти силы реагирует в меньшей степени: максимальные значения эквивалентных напряжений в зоне его контакта с ободом не превышают 47 МПа (470 кгс/см^2), а на кромках вентиляционных отверстий — 44 МПа (440 кгс/см^2).

Такова физическая картина действия видов силовых нагрузок, если их рассматривать по отдельности. Однако конструктор в своей практической работе, очевидно, должен учитывать их совместное действие. Делается это путем формирования таблицы расчетных сочетаний нагрузок по нормам. В результате он получает показанные на рис. 9 эквивалентные напряжения, возникающие в колесе от расчетного сочетания всех нагрузок.

В целом можно сказать, что напряженное состояние обода колеса зависит в основном от его загруженности давлением воздуха в шине, а диска — от всех силовых факторов, которые в одних областях компенсируют друг друга, что приводит к снижению напряжений, а в других, наоборот, усиливают, что вызывает рост напряжений. Но как бы то ни было, наиболее опасные участки профиля расположены в области крепежных отверстий (максимальное значение эквивалентных напряжений — 156 МПа, или 1500 кгс/см^2), а также на перегибах профиля обода (112 МПа, или 1120 кгс/см^2) и хампах.

Таким образом, разработанная компьютерная модель действительно является инструментом, позволяющим конструктору довольно точно решить сугубо прикладные задачи, связанные с проектированием колес, не прибегая (в крайнем случае на первых этапах проектирования) к дорогостоящим и длительным натурным экспериментам.

УДК 629.621.018.66

Система диагностирования впрыскового ДВС по его скоростным характеристикам

Канд. техн. наук К.А. ПАЛАГУТА, А.В. КУЗНЕЦОВ

Московский ГИУ

В настоящее время среди средств диагностирования ДВС наибольшее распространение получили два их типа — встроенные системы и мотортестеры. Причем последние стали уже практически неотъемлемой принадлежностью ДВС, оснащенных электронной системой управления. Основные их достоинства — возможность контроля состояния многочисленных датчиков, входящих в такую систему, и самодиагностика. Однако устройства, реализующие возможности встроенной диагностики, имеют и недостатки. К ним можно отнести ограниченное число контролируемых параметров, не превышающее то, что заложили в систему управления разработчики, а также невысокую степень универсальности: такие устройства разрабатываются, как правило, для ДВС одной фирмы. Кроме того, в качестве критерия неисправностей (самодиагностирования) используется, в основном, уровень (высокое/низкое значение) сигнала с датчика. Причем отклонения этого сигнала от нормы должны сохраняться продолжительное время. То есть кратковременные отклонения (неисправности) электронная система не фиксирует. Что, конечно же, с точки зрения предупреждения отказов ДВС крайне нежелательно.

Диагностические приборы класса "мотортестер" таких недостатков не имеют. Они оснащены собственными датчиками и способны измерять широкий набор параметров двигателя (частоту и неравномерность вращения коленчатого вала, угол опережения зажигания, расходы топлива и воздуха, напряжение аккумуляторной батареи, первичное и вторичное напряжения системы зажигания и др.), а также реализовать тестовые режимы работы ДВС. Причем независимо от типа системы управления, которой он оснащен. Правда, у мотортесторов тоже есть недостатки, главные из которых — их высокая стоимость (до нескольких десятков тысяч долларов) и значительные габаритные размеры, невозможность пользования ими на маршруте движения АТС.

В последние годы ряд фирм начал разрабатывать и применять третий тип систем диагностирования — системы, основанные на использовании мощностных и технико-экономических характеристик, в частности — внешних скоростных характеристик ДВС, т. е. зависимостей мощности N_e, крутящего момента M_e, расходов топлива ($G_т$) и воздуха ($G_в$) и угла опережения зажигания (УОЗ) от частоты вращения коленчатого вала. Эти системы обладают, как показывает опыт, бóльшими, чем даже мотортестеры, возможностями: осуществляют диагностирование двигателя в широком спектре частот вращения его коленчатого вала, позволяют моделировать различные режимы нагрузки (ровная дорога, подъем в гору). Однако они тоже, по существу, стационарные. Их устанавливают только в нагрузочных стендах. При этом автомобиль размещают на специальных прокатных роликах и фиксируют. Нагрузка, создаваемая электрическим двигателем-тормозом стенда, передается через ведущие колеса и трансмиссию двигателю. За счет изменения положения органа, управляющего топливоподачей (дроссельной заслонки), двигатель разгоняют с минимально устойчивых оборотов до максимальных.

Кроме невозможности использовать системы данного типа непосредственно в дорожных условиях, они, к сожалению, не могут точно моделировать эти условия (например, коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью, аэродинамические характеристики) и получают недостаточную информацию, к тому же, нагрузочные стенды довольно дорогие.

Возникает естественный вопрос: а нельзя ли найти решение, объединяющее достоинства всех рассмотренных выше систем диагностирования, но лишенное их недостатков? В МГИУ нашли такое решение. Оно основано на методе, суть которого — измерение ускорения свободного разгона, когда нагрузкой служит момент инерции маховика и других движущихся частей самого двигателя или автомобиля в целом, приведенный к коленчатому валу двигателя. То есть метод, при котором эффективный крутящий момент M_e на коленчатом валу определяется соотношением

$$M_e = M - M_с = J_n \frac{d\omega}{dt},$$

где M — индикаторный момент, развиваемый двигателем, $M_с$ — момент сопротивления, обусловленный трением и газогидравлическими процессами; J_n — момент инерции, приведенный к коленчатому валу двигателя; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала, а эффективная мощность N_e — соотношение $N_e = M_e\omega$. Далее, исходя из состава внешних скоростных характеристик, не представляет труда определить перечень сигналов датчиков и исполнительных механизмов системы управления двигателем, содержащих в себе информацию, которая необходима для косвенной оценки каждого параметра. При этом информация может содержаться как в величине сигнала (в основном, в напряжении), так и в частоте и длительности его изменения.

Высокая степень оснащения современных электронных систем управления рабочим процессом ДВС первичными преобразователями определяет насыщенность информационных потоков между электронным блоком управления, датчиками и исполнительными механизмами, что позволяет построить внешние скоростные характеристики без установки дополнительных измерительных преобразователей.

Действительно, электронный блок управления на основе сигналов, поступающих с первичных преобразователей (датчиков), всегда способен определить режим работы двигателя (холостой ход, мощностной режим) и сформировать управляющие воздействия на исполнительные механизмы (форсунки, модуль зажигания и т. д.). Например, чтобы данный блок мог определять функции изменения эффективной мощности и крутящего момента на коленчатом валу, в него, согласно приведенным выше формулам, достаточно заложить полученную функцию изменения угловой скорости $\omega = f(t)$ вращения вала. Что особой сложности не представляет, поскольку такая информация содержится в нескольких сигналах. В частности, в сигналах управления впрыскиванием топлива и зажиганием. Однако анализ показал, что использовать эти сигналы нецелесообразно, так как в данном случае время появления управляющих импульсов зависит от частоты вращения коленчатого вала и может изменяться относительно положения ВМТ в соседних циклах (например, на величину изменения угла опережения зажигания, который растет с увеличением частоты вращения), что приводит к значительной погрешности вычислений. Здесь больше всего подходит сигнал датчика положения коленчатого вала. Дело в том, что в современных системах управления двигателем напряжение этого датчика — синусоидальное, амплитуда и частота которого есть функция частоты вращения коленчатого вала. Для снижения же накопленных погрешностей из-за допусков при изготовлении венца маховика и датчика положения коленчатого вала (ДПКВ) частота вращения последнего вычисляется по спектрограмме сигнала датчика. При этом если венец маховика для синхронизации работы системы управления имеет 58 зубьев, то частота сигнала в Гц равна частоте вращения коленчатого вала в мин$^{-1}$. Составляющая углового ускорения вычисляется как производная от аппроксимирующего полинома функции изменения скорости (частоты) вращения коленчатого вала.

Для вычисления функции расхода топлива измеряются частота и длительность импульсов управления форсунками (УФ), что особой сложности не представляет. Информация о расходе воздуха содержится в сигнале датчика массового расхода воздуха (ДМРВ), причем выходное напряжение датчика связано с количеством воздуха, прошедшего через него, и записано в характеристике датчика. Угол опережения зажигания пропорционален времени между отрицательным фронтом импульса в сигнале управления зажиганием (УЗ) и моментом, когда поршень находится в ВМТ в каждом цикле. Для синхронизации начала сбора данных при разгоне двигателя используется сигнал датчика положения дроссельной заслонки (ДПДЗ).

Таким образом, для построения внешней скоростной характеристики ДВС достаточно обрабатывать информацию, содержащуюся в пяти сигналах системы управления.

Что же касается выбора режима диагностирования, то он сводится к обеспечению таких условий работы двигателя, при которых его свойства представлены наиболее полно. И главное из этих условий — режим полной топливоподачи, когда обеспечивается максимальная работа инерционных сил и сил трения. Кроме того, и максимальная точность повторения экспериментов, поскольку в реальных условиях диагностирования обеспечить постоянство положения управляющего органа на промежуточных режимах довольно проблематично.

В МГИУ разработана система диагностирования, отвечающая перечисленным принципам. Она, как обычно, включает (рис. 1) аппаратную и программно-алгоритмическую части, построенные по модульному принципу, что позволяет расширять возможности системы, сочетая в одном устройстве различное диагностическое оборудование (мотортестер, сканер кодов, цифровой осциллограф).

В состав аппаратной части входят кабель-разветвитель сигналов системы управления, устройство сопряжения, модуль ввода аналоговых сигналов, что дает возможность диагностировать ДВС во время движения автомобиля.

В качестве модуля ввода аналоговых сигналов выбран внешний модуль АЦП/ЦАП E14-440 фирмы "Л-кард", внесенный в госреестр средств измерений. Этот модуль взаимодействует с ЭВМ по шине USB; АЦП имеет разрядность 14 бит, максимальную частоту преобразования 400 кГц.

Программная часть управляет сбором данных и обрабатывает сигналы системы управления двигателем. Алгоритмы обработки основаны на применении систем нечеткого вывода в составе гибридных сетей, что

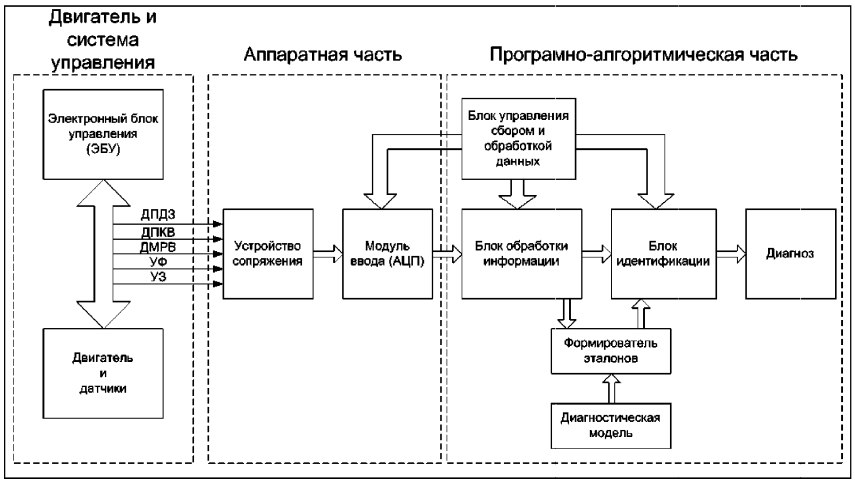
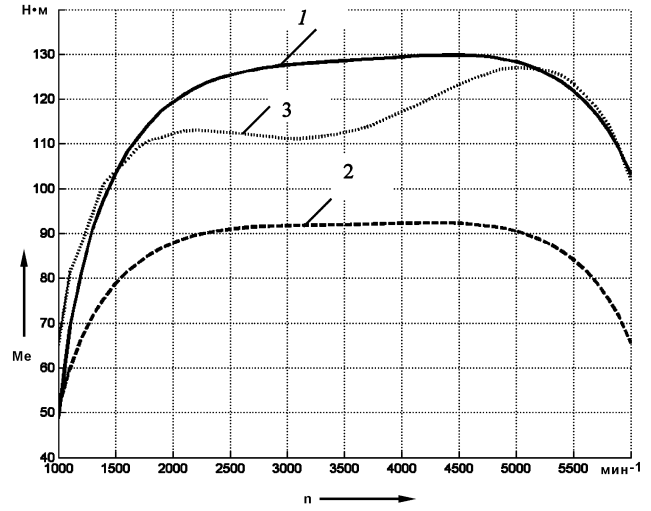


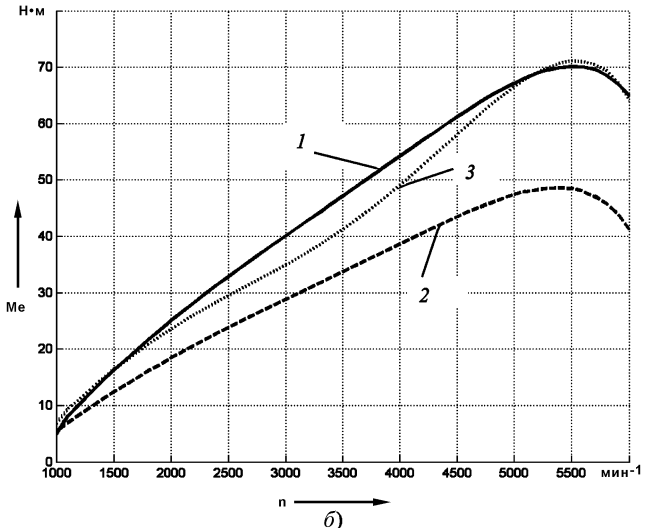
Рис. 1. Блок-схема системы диагностирования

обеспечивает высокую точность и повторяемость результатов экспериментальных испытаний в широком спектре частот вращения коленчатого вала ДВС.

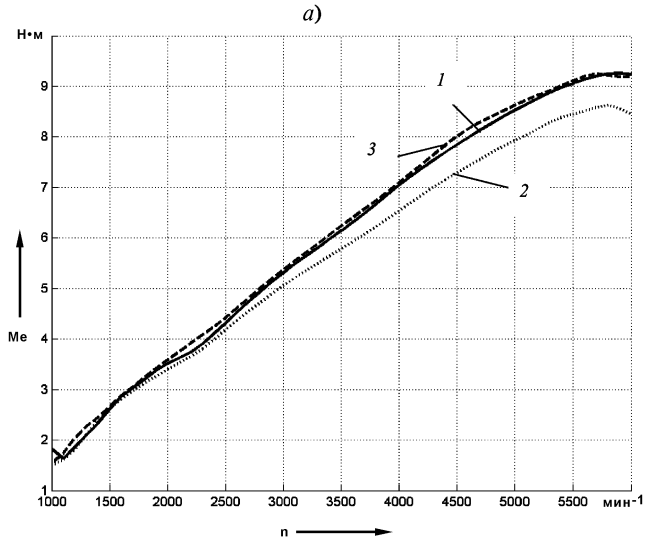
Система прошла экспериментальную проверку на автомобиле ВАЗ-21093, оснащенном впрысковым двигателем ВАЗ-2111 с системой управления "Январь 5.1.1". Эта проверка проходила в два этапа. На первом были оценены характеристики исправного двигателя, а на втором — того же двигателя, но с намеренно введенными в него неисправностями: сначала на одном из цилиндров отсоединяли высоковольтный провод свечи зажигания, создавая таким образом дополнитель-



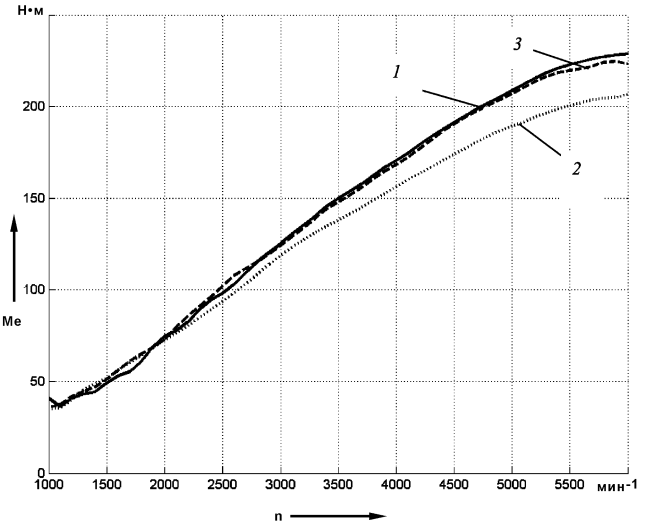
а)



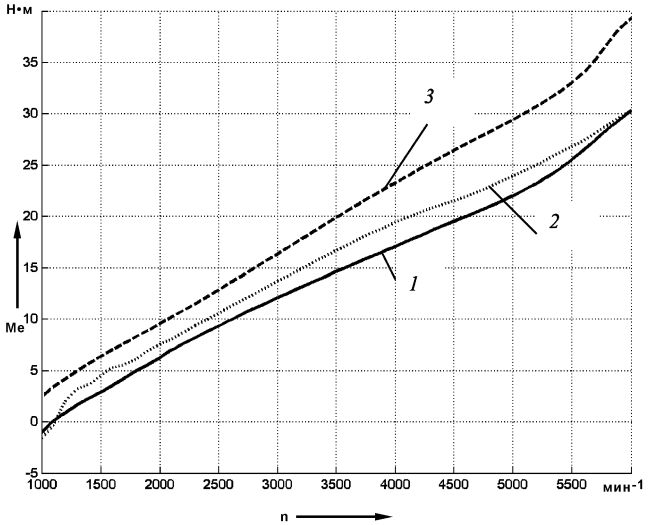
б)



в)



г)



д)

Рис. 2. Зависимость мощности (а), крутящего момента (б), расходов топлива (в) и воздуха (г), а также угла опережения зажигания (д) от частоты вращения коленчатого вала и состояния двигателя ВАЗ-2111:

1 — двигатель исправен; *2* — двигатель при отсутствии воспламенения топливовоздушной смеси в одном цилиндре; *3* — двигатель с отсоединенным трубопроводом системы рециркуляции отработавших газов

ный момент сопротивления вращению коленчатого вала, затем за датчиком расхода воздуха отсоединяли шланг системы рециркуляции отработавших газов от системы подачи воздуха в цилиндры, в результате чего образовывалось дополнительное, диаметром 10 мм, отверстие подачи воздуха в двигатель, площадь которого составляла 1,6 % основного канала воздухоподачи. Результаты экспериментов приведены на рис. 2.

Как видно из рисунка, неисправности существенно изменяют внешние скоростные характеристики двигателя: меняются и значения параметров, и форма кривых.

Таким образом, разработанная в МГИУ система диагностики автомобильного бензинового двигателя, оснащенного электронной системой управления, по внешним скоростным характеристикам действительно позволяет контролировать его техническое состояние в условиях эксплуатации. То есть без применения специальных нагрузочных стендов. Что, естественно, снижает стоимость системы и трудозатраты на диагностирование.

И это главное достоинство данной системы, обусловлено же оно тем, что в ее основе лежит бестормозной метод определения общего состояния двигателя, когда нагрузкой служит, в основном, момент инерции маховика или масса автомобиля, приведенная к коленчатому валу двигателя. Но не только. В отличие от существующих систем, реализующих такой же подход, разработанная в МГИУ система способна определять значительно больше параметров работы ДВС, включая эффективные N_e и M_e, расход топлива и воздуха, угол опережения зажигания. Причем вычисляет эти параметры с приведенной погрешностью не более 5 %, что сопоставимо с погрешностями при определении характеристик на лабораторных нагрузочных стендах. Ценно и то, что эффективные показатели определяются во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя, а не только для некоторых наиболее характерных, что присуще другим устройствам для дефектирования ДВС. Наконец, важной особенностью новой системы является и то, что впервые применена система нечеткого вывода в гибридных нейросетях. А значит, способна выполнять очень четкое и точное диагностирование в условиях неполноты и неточности информации о реальных процессах, протекающих в двигателе, и тогда, когда исходные данные представлены в виде графиков или вербальных описаний.

УДК 629.04:614.841.345.6

О категорировании объектов хранения и технического обслуживания газобаллонных АТС

Д-р техн. наук И.Р. БЕГИШЕВ, Г.В. ВАСЮКОВ

Академия ГПС МЧС России

Основной нормативно-технический документ, определяющий требования к пожарной безопасности производственных помещений с газобаллонными автомобилями, СНиП 21-02—99 "Стоянка автомобилей", имеет ряд положений, которые требуют уточнения (см. "АП", 2005, № 6). В частности, это касается положений, которые фактически запрещают въезд легковых автомобилей, работающих на пропан-бутане, в любые закрытые производственные помещения — гаражи, СТО и т. п. Что создает значительные трудности для руководителей АТП, эксплуатирующих данный вид транспорта, а также для всех владельцев АТС в крупных городах, где закрытые многоуровневые стоянки становятся основным способом хранения автомобилей.

Такую разницу в подходе к пожарной безопасности автомобилей, работающих на жидком и газовом топливах, можно объяснить лишь одним: составители требований априори воспринимают газобаллонные автомобили как системы повышенной пожарной опасности. Однако на деле все не так: пожароопасные свойства газового топлива на самом деле значительно ниже аналогичных свойств бензина, а последствия взрыва при разгерметизации топливного бака с бензином и газового баллона такой же емкости одинаковы, и пожарная опасность газобаллонного автомобиля не превышает, вопреки сложившемуся мнению, опасности автомобиля, работающего на бензине.

Напрашивается вывод: в методике НПБ 105—03 "Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности", на которые опирается СНиП 21-02—00, не все так безупречно, как принято считать.

Действительно, принятым в ней критерием, по которому помещение относится к той или иной категории, является расчетное избыточное давление Δp, которое образуется при взрыве газа, поступившего в помещение при аварии, и если это давление превышает 5 кПа (0,0005 кгс/см^2), то помещение относят к взрывоопасной категории "А", а если нет — то к категории "В".

Избыточное давление Δp определяется, согласно НПБ 105—03, по формуле № 1 (см. таблицу).

Как видим, Δp в значительной степени зависит от коэффициента Z, т. е. отношения массы газа, участвующей во взрыве, к общей его массе, поступившей в помещение.

В соответствии с НПБ 105—03 для пропан-бутановой, как и любой другой горючей смеси, коэффициент Z следует принимать равным 0,5. Что, вообще говоря, вызывает сомнение. Потому что данная методика, во-первых, базируется на экспериментальных данных, полученных при подаче в помещение не пропан-бутановой смеси, а трех далеких от нее по составу газов — пропилена, этилена и метана. Хотя процесс распространения пропан-бутановой смеси в помещении имеет, что понятно даже непрофессионалу, некоторые особенности, которые не могут не оказывать влияния на значение коэффициент Z. Во-вторых, при определении массы газа, находящейся во взрывоопасном объеме, не учтено, что распределение газа в этом объеме под-

чиняется нормальному закону. В-третьих, упущен тот факт, что имеется часть газа, которая может находиться при концентрации, превышающей верхний предел распространения пламени, и не оказывает влияния на величину избыточного давления. В-четвертых, методика НПБ "оставляет за кадром" воздух и направление потока горючего газа.

В итоге получается, что НПБ 105—03 вводит если не надуманные, то, мягко говоря, не очень обоснованные запреты и ограничения.

И такой вывод подтверждают экспериментальные исследования, выполненные авторами в помещениях объемом 44 и 350 м^3 при следующих условиях: в помещение поступает только пропан-бутановая смесь; температура в нем составляет либо 281 К (8 °С), либо 293 К (20 °С); влажность воздуха при распространении пропан-бутановой смеси вертикально вверх или вниз с высоты 0,04 м равна 69 %.

Для описания полученных распределений концентраций в этих условиях использована формула № 2, выведенная на основе модели Гаусса шлейфообразного истечения газа из точечного источника в окружающую среду.

Но это — общая для всех случаев формула. При измерении же фактических концентраций замечено, что взрывоопасные объемы (концентрации C) смеси очень сильно зависят от температуры воздуха и направления потока газа.

Так, в результате обработки массивов концентраций было доказано, что при температуре 281 К (8 °С) и подаче газа сверху вниз взрывоопасная концентрация пропан-бутана может быть подсчитана по формуле № 3, при подаче снизу вверх — по формуле № 4, а при температуре 293 К (20 °С) в обоих случаях — по формуле № 5. (Расчет по данным формулам велся для случая $0{,}02 < 100m/\rho_г V_п < 0{,}5C_{нкпр}$, где $C_{нкпр}$ — нижний концентрационный предел, в %, распространения пламени в помещении, выполненном в форме прямоугольного параллелепипеда с отношением его длины к ширине не более 5 : 1.)

Для определения массы $m_г$ газа, сосредоточенной во взрывоопасном объеме, целесообразно проинтегриро-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta p = \dfrac{m H_т p_0 Z}{V_п \rho_в C T_0 K_н K}$	m — масса горючего газа; $H_т$ — низшая теплота его сгорания; p_0 — атмосферное давление; Z — коэффициент участия горючего вещества во взрыве (для водорода $Z = 1$, для остальных газов $Z = 0{,}5$); $V_п$ — свободный объем помещения; $\rho_в$ — плотность воздуха; C — коэффициент его теплоемкости; T_0 — температура в помещении; $K_н$ — коэффициент негерметичности помещения (обычно $K_н = 3$); K — коэффициент, учитывающий наличие аварийной вентиляции (учитывается при первой категории надежности электроснабжения)
2	$C = \dfrac{100m}{\rho_r V_п} K_1 \exp\left\{-\left[K_2\left(\dfrac{x}{L}\right)^2 + K_2\left(\dfrac{y}{S}\right)^2 + K_3\left(\dfrac{z}{H}\right)^2\right]\right\}$	K_1, K_2 и K_3 — константы; L, S и H — соответственно длина, ширина и высота помещения
3	$C = \left(\dfrac{100m}{\rho_r V_п} 10{,}6 + 1{,}8\right) \exp\left\{-\left[2{,}1\left(\dfrac{x}{L}\right)^2 + 2{,}1\left(\dfrac{y}{S}\right)^2 + 177{,}5\left(\dfrac{z}{H}\right)^2\right]\right\}$	—
4	$C = \left(\dfrac{100m}{\rho_r V_п} 7 + 1{,}3\right) \exp\left\{-\left[3{,}5\left(\dfrac{x}{L}\right)^2 + 3{,}5\left(\dfrac{y}{S}\right)^2 + 96{,}7\left(\dfrac{z}{H}\right)^2\right]\right\}$	—
5	$C = \left(\dfrac{100m}{\rho_r V_п} 3{,}5 + 0{,}5\right) \exp\left\{-\left[1{,}7\left(\dfrac{x}{L}\right)^2 + 1{,}7\left(\dfrac{y}{S}\right)^2 + 1{,}6\left(\dfrac{z}{H}\right)^2\right]\right\}$	—
6	$Z = \dfrac{\rho C_0 L S H \pi}{m_e 50 K_2 \sqrt{K_3}} \left(\dfrac{r_1 e^{-r_1^2}}{2} - \dfrac{r_2 e^{-r_2^2}}{2} + \dfrac{\sqrt{\pi}}{4}\left(erf(r_2) - erf(r_1)\right)\right)$	C_0 — предэкспоненциальный множитель; r_1 и r_2 — радиусы сфер, ограниченных нижним ($C_{нкпр}$) и верхним ($C_{вкпр}$) концентрационными пределами распространения пламени; $erf(r)$ — интеграл вероятности ошибки
7	$r_1 = \sqrt{\ln \dfrac{C_0}{C_{вкпр}}}$	—
8	$r_1 = \sqrt{\ln \dfrac{C_0}{C_{вкпр}}}$	—
9	$erf(r) = \dfrac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^r e^{-t^2}\, dt$	—

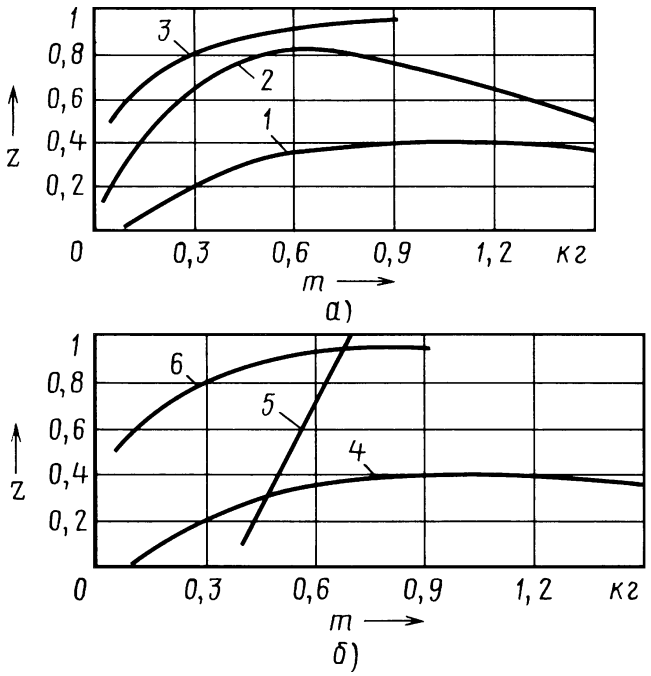


Рис. 1. Зависимости коэффициента Z от массы пропан-бутановой смеси, подаваемой в помещение объемом 44 м³:

1 — расчет по формуле № 4 при $T = 293$ K (20 °C) и влажности 69 % при подаче газа сверху вниз; *2* — расчет по формуле № 3 при $T = 281$ K (8 °C) и влажности 95 % при подаче газа сверху вниз; *3* и *6* — расчет по НПБ 105—03; *4* — расчет по формуле № 4 при $T = 293$ (20 °C) и подаче газа снизу вверх; *5* — расчет по формуле № 5 при $T = 293$ (20 °C) и подаче газа снизу вверх

вать формулы № 3—5 в пределах этого объема. Тогда коэффициент Z дает формула № 6.

Входящие в нее радиусы r_1 и r_2 определяются по формулам № 7 и 8, а интеграл вероятности ошибки $erf(r)$ — по формуле № 9.

Полученные при таких условиях реальные зависимости изменения коэффициента Z от массы поступившей в помещение объемов 44 м³ пропан-бутановой смеси для температур 281 K (8 °C) и 293 K (20 °C) при направлении потока газа вниз приведены на рис. 1, *а*, те же зависимости для температуры 293 K (20 °C) и различных направлений потока газа — на рис. 1, *б*. (Для сравнения на обоих рисунках изображена аналогичная зависимость, рассчитанная по методике НПБ-105—03.)

Как видно из рисунков, доля участия пропан-бутановой смеси во взрыве от массы газа, подсчитанной по методике НПБ 105—03, оказывается в 1,5—2 раза выше подсчитанной с учетом реальных обстоятельств. Причина проста: формулы № 3—5 получены для других газов и по результатам экспериментов, проведенных в помещении незначительного (44 м³) объема, а также с учетом реального коэффициента $K_н$ негерметичности, в 2—3 раза меньшего аналогичного коэффициента для существующих производственных помещений с газобаллонными автомобилями. Дело в том, что помещения для хранения и технического обслуживания газобаллонных автомобилей планируются так, чтобы в них всегда были значительные воздушные потоки ("сквозняки"). Кроме того, в них есть общеобменная вентиляция, т. е. все то, что "размывает" взрывоопасные объемы пропан-бутановой смеси, частично вынося ее за пределы помещения. В результате получается то, что показано на рис. 2: НПБ 105-03 в разы завышает расчетные значения коэффициента Z.

Таким образом, можно сказать, что изменение коэффициента, вычисленного по НПБ-105—03, значительно отличается от рассчитанного по предлагаемой методике, основанной на реальных фактах.

Так, в случае подачи газа вниз НПБ явно завышает долю участия пропан-бутановой смеси во взрыве. Причем после достижения максимального (0,4) значения коэффициента Z в действительности наблюдается некоторое уменьшение коэффициента, что связано с увеличением доли пропан-бутановой смеси в концентрации, превышающей верхний предел распространения пламени. Данного обстоятельства действующая методика не учитывает. Из рис. 1 видно также, что при увеличении температуры окружающего воздуха реальные значения коэффициента Z уменьшаются, что и должно быть: при более высокой температуре пропан-бутановая смесь за счет молекулярной диффузии распространяется быстрее и за одно и то же время появляется в больших объемах помещения. Но это означает, что в помещении большего объема среднеобъемная концентрация неизбежно оказывается меньше, чем в помещении меньшего объема. Поэтому при более высокой температуре в первом объеме увеличивается и доля пропан-бутановой смеси, которая не достигает взрывоопасной концентрации.

В случае подачи газа вверх реальная зависимость изменения коэффициента Z отличается от аналогичной зависимости, вычисленной по НПБ 105—05, еще резче (см. рис. 2): при подаче пропан-бутановой смеси вверх до определенной (довольно значительной) массы газа взрывоопасная концентрация в действительности вообще отсутствует. Однако после превышения определенной массы объем смеси резко выходит на взрывоопасную концентрацию.

Такой механизм образования взрывоопасного объема можно объяснить следующим: при подаче газа вверх он за счет резко возросшей турбулентной диффузии активно перемешивается с воздухом, поэтому распространяется в значительно большем объеме, чем

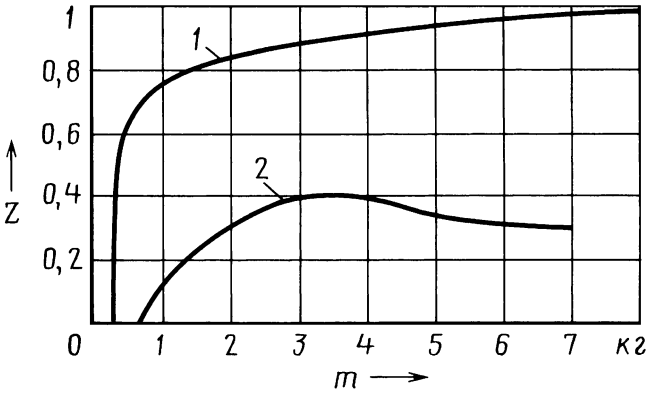


Рис. 2. Зависимости коэффициента Z от массы пропан-бутановой смеси, рассчитанные для помещения объемом 350 м³:

1 — по НПБ 105—03; *2* — по новой методике

при его подачи вниз. Соответственно, и концентрации пропан-бутановой смеси оказываются близкими к среднеобъемным и до определенного значения массы — ниже взрывоопасной концентрации. Однако после "критического" значения массы газа практически весь объем, в котором происходит распространение пропан-бутановой смеси, достигает взрывоопасной концентрации.

Подводя итоги сказанному выше, есть все основания утверждать: помещения для объектов хранения и обслуживания легковых автомобилей, работающих на пропан-бутане, необходимо перевести в категорию "В". Но — при обязательном выполнении компенсирующих мероприятий (оборудование помещения системой автоматического контроля воздушной среды с функциями включения аварийной вентиляции и аварийного освещения, отключения электроэнергии). Такой перевод решит многие частные конфликты между владельцами газобаллонных АТС и государственными надзорными органами и общегосударственную проблему массового использования газового топлива на отечественном автотранспорте.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.74

Регулируемое охлаждение заготовок в процессе горячего формообразования деталей автомобиля

В.А. ГУРИНОВИЧ, д-р техн. наук П.С. ГУРЧЕНКО,
канд. техн. наук А.И. МИХЛЮК

МАЗ

Перед началом горячей штамповки или ковки стальной детали ее заготовку предварительно подвергают нагреву до температуры 1420—1520 К (1150—1250 °С). Причем так, чтобы температурное поле по сечению заготовки стало равномерным.

В случае небольших изделий особых проблем с таким прогревом, как правило, нет. Для прогрева же массивных заготовок требуется довольно длительная их выдержка при высоких температурах, что сопровождается ростом зерна, т. е. ведет к формированию грубой ковочной структуры. Поэтому для них приходится применять объемную термическую обработку — нормализацию, отжиг или закалку с отпуском. Особенно заготовок деталей из сталей, для которых мелкозернистая структура — основа формирования конечного комплекса прочностных свойств. В том числе из сталей — 60ПП и 80ПП пониженной прокаливаемости, которые после упрочнения по методу объемно-поверхностной закалки в последнее время все чаще и довольно успешно используют в качестве альтернативы сталям 12ХН3А, 20ХН3А, 18ХГТ и др., подвергаемым химико-термической обработке.

Метод объемно-поверхностной закалки — не из числа новых: К.З. Шепеляковский предложил его еще в середине 1960-х годов. Причем предназначал он его только для закалки в быстро движущемся потоке воды специально разработанных углеродистых сталей с регламентированным содержанием химических элементов. Именно для этих сталей его применяли и продолжают применять многие машиностроительные заводы, в том числе и МАЗ. Например, здесь в течение длительного времени с его помощью из сталей 55ПП, У6А, НИПРО, 47ГТ, 45 (их химический состав приведен в табл. 1) изготовляли такие детали, как шкворень, полуось, ведомая шестерня главной передачи МАЗ-205.

Так что опыт накоплен довольно большой, и он позволяет говорить о многих несомненных преимуществах метода объемной термообработки перед другими методами. К примеру, если его сравнить с термическим улучшением, то он превосходит последнее по твердости как поверхностного слоя, так и сердцевины металла, а возникающие сжимающие напряжения повышают усталостную прочность; если сравнить с химико-термической обработкой, то поверхностный слой с высокой твердостью получается глубже, а твердость сердцевины также выше, при этом налицо рез-

Таблица 1

Сталь	Химический состав, %									
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Al	Ti
55ПП	0,59	0,25	0,14	0,010	0,026	0,05	0,05	—	—	0,10
У6А	0,56	0,20	0,17	0,020	0,028	0,09	0,20	—	—	—
НИПРО	0,58	0,19	0,27	0,010	0,028	0,09	0,20	0,10	0,035	—
47ГТ	0,47	0,16	0,98	0,035	0,035	0,25	0,25	0,30	—	0,10
45	0,45	0,26	0,68	0,035	0,035	0,09	0,20	—	—	—

Таблица 2

Химический состав стали 60ПП, %				
C	Si	Mn	Cr	Ni
0,60	0,19	0,18	0,07	0,09

Таблица 3

Время охлаждения, с	Температура самоотпуска шестерни 5440-2405028 при температуре начала охлаждения, К (°С)		Время охлаждения, с	Температура самоотпуска сателлита 5336-2405035 при температуре начала охлаждения, К (°С)	
	1273 (1000)	1373 (1100)		1273 (1000)	1373 (1100)
1	750 (477)	830 (557)	3	660 (387)	800 (527)
3	630 (357)	800 (527)	5	630 (357)	780 (507)
5	570 (297)	710 (437)	7	600 (327)	730 (457)
10	470 (197)	560 (287)	10	580 (307)	640 (367)

Таблица 4

Поковка по рис. 3	Микроструктура поверхностного слоя	Твердость поверхности, НВ	Микроструктура сердцевины по ГОСТ 5639—82	Твердость сердцевины, НВ
а	Сорбит	235	Перлит пластинчатый + + феррит по границе зерна № 1	212
б	То же	241	Перлит пластинчатый + + феррит по границе зерна № 7	207
в	"	241	Перлит пластинчатый + + феррит по границе зерна № 1	212
г	"	269	Перлит пластинчатый + + феррит по границе зерна № 1	229

кое ускорение процесса термообработки, экономия ресурсов и значительное снижение деформаций; если сравнить с высокочастотной закалкой, то он обеспечивает большую глубину закаленного слоя и плавное распределение твердости от закаленного слоя к основному металлу.

Все это делает данный метод весьма привлекательным для специалистов. Вместе с тем нельзя не отметить, что перечисленные выше достоинства — далеко не все. Есть и еще одно — то, что структурой сталей в процессе подготовки заготовок к горячему формованию можно управлять, обеспечивая тем самым способность деталей воспринимать увеличившиеся в последние годы нагрузки на автомобильную технику и интенсивность ее эксплуатации.

Это подтвердили проведенные на МАЗе исследования процессов охлаждения поковок деталей автомобиля, выполненных из сталей пониженной прокаливаемости, в частности стали 60ПП (табл. 2). В их ходе регулированию подвергался один технологический параметр — скорость охлаждения металла после операции горячей штамповки, для чего варьировали значения параметров, от которых она зависит: температуры заготовки и охлаждающей среды, ее расход, а также время охлаждения поковки. То есть предварительная термообработка была, по существу, совмещена с процессом горячей штамповки (рис. 1). При этом поковки *1* после скоростного индукционного нагрева до температуры 1273—1473 К (1000—1200 °С), пройдя горячую штамповку, поступают на обрубной штамп *2*, а затем, после удаления облоя, поштучно по лотку *3* в бак *5*, заполненный охлаждающей средой *4* (техническая вода). В баке предусмотрена качающаяся корзина *6*, которая по истечении заданного времени поворачивается и подает заготовку на лоток *7*, по которому она скатывается в ящик *8* готовой продукции.

В итоге оказалось, что быстрый индукционный нагрев, последующая пластическая деформация, приводящая к деформации и измельчению зерна, и последующее интенсивное регулируемое охлаждение позволяют подавить процесс роста зерна, а регулируемая интенсивность охлаждения (температура и расход воды, время пребывания поковки в ней) — достичь желаемой мелкозернистости структуры материала. Об этом говорят результаты исследований (рис. 2), которые иллюстрируют, как изменяются температуры поковок сателлита 5336-2405035 (рис. 2, *а*) и шестерни 5440-2405028 (рис. 2, *б*) колесной передачи автомобиля МАЗ после регулируемого охлаждения с различной температуры нагрева и постоянной (291—293 К, или 18—20 °С) температурой охлаждающей среды; табл. 3, где приведена зависимость окончательной температуры самоотпуска поковок от температуры начала охла-

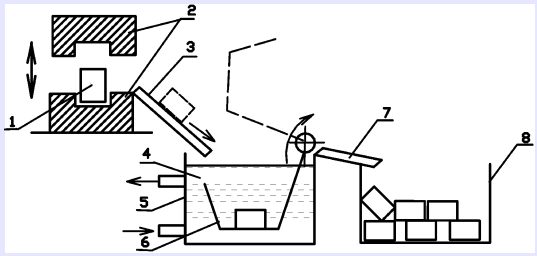


Рис. 1. Схема устройства для регулируемой предварительной объемной термообработки заготовок деталей из сталей пониженной прокаливаемости:
1 — поковка; *2* — штамп; *3* и *7* — лотки; *4* — охлаждающая среда; *5* — бак; *6* — качающаяся корзина; *8* — ящик для готовых деталей

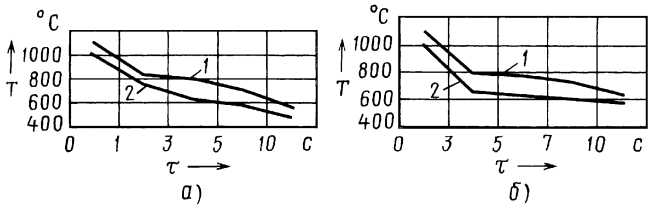
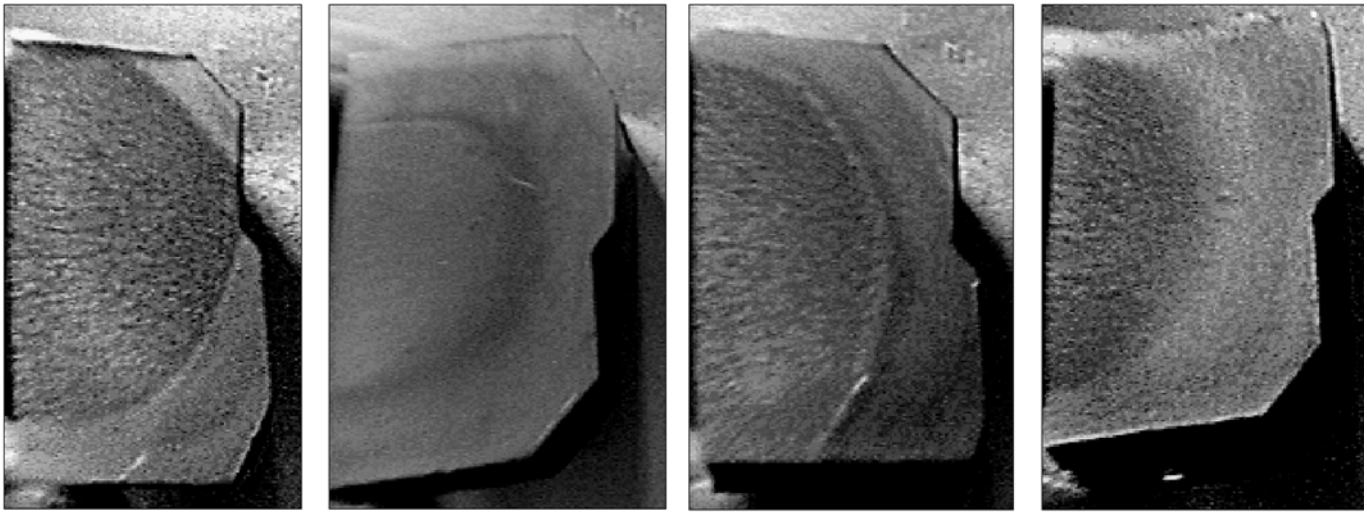


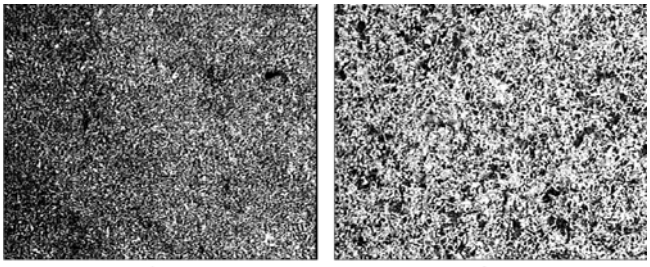
Рис. 2. Зависимость температуры самоотпуска шестерни 5440—2405028 (а) и сателлита 5336-2405035 (б) от времени охлаждения и температуры нагрева поковки:
1 — T = 1373 К (1100 °С); *2* — T = 1273 К (1000 °С)



а) *б*) *в*) *г*)

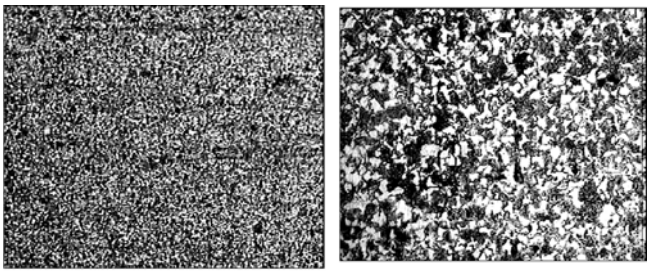
Рис. 3. Микрошлифы поковок шестерни 5440-2405028, изготовленные при различной продолжительности охлаждения:
а — трехсекундное охлаждение в воде, далее — на воздухе; *б* — пятисекундное охлаждение в воде, далее — на воздухе; *в* — семисекундное охлаждение в воде, далее — на воздухе; *г* — десятисекундное охлаждение в воде, далее — на воздухе

ждения и его продолжительности (эти данные позволили определить количество теплоты, сохраняющейся в теле металла после различной длительности охлаждения, и по результатам проведенных металлографических исследований установить оптимальное, обеспечивающее требуемую структуру по сечению поковки время охлаждения); рис. 3 с фотографиями макрошлифов, вырезанных из поковок, обработанных по режиму "нагрев в печи до 1273 К, или 1000 °С, выдержка в течение 30 мин, ускоренное, но с различной продолжительностью охлаждение в спокойной воде"; табл. 4 с характеристиками микроструктуры и твердости на поверхности и в сердцевине поковок; наконец, рис. 4, на котором представлена микроструктура сорбита, образовавшегося на поверхности и в сердцевине поковок.



а) *б*)

Рис. 4. Микроструктура поверхности (а) и сердцевины (б) поковок из стали 60ПП, прошедших регулируемое охлаждение с температуры горячей штамповки



а) *б*)

Рис. 5. Микроструктура поковок из стали 60ПП, прошедших ускоренное регулируемое охлаждение и отпуск на температуру 953 К, или 780 °С:
а — 100-кратное увеличение; *б* — 500-кратное увеличение

Были исследованы и другие режимы. Например, при температурах охлаждающей среды 303 и 313 К (30 и 40 °С), а также при полном охлаждении поковки в охлаждающей среде. В итоге установлено, что повышение температуры охлаждающей среды до 303 К (30 °С) на результаты термообработки практически не сказываются (твердость снижается на 8—19 НВ, т. е. на 5—8 %, глубина сорбитного слоя — на 1—1,5 мм), а при температуре охлаждающей воды, равной 313 К, или 40 °С, уменьшение твердости составляет 16—28 НВ, глубины сорбитного слоя — 2—2,5 мм. При полном же охлаждении поковки в воде (т. е. до комнатной температуры) в течение 15 мин микроструктура шестерни представляет собой (рис. 5, *а*) сорбит по всему сечению с твердостью на поверхности 33—35 HPC (321 НВ), а в сердцевине — 23—33 HPC (302 НВ). При последующем отпуске таких поковок на различную температуру достигается равновесная мелкозернистая структура, представленная на рис. 5, *б*.

Таким образом, исследования позволяют сделать два практически важных вывода.

1. Регулирование скорости охлаждения поковок, выполненных из стали 60ПП, после операции горячего формообразования позволяет получать структуру с требуемыми свойствами на заданную глубину.

2. За счет выбора оптимальных параметров ускоренного управляемого охлаждения можно достичь равномерной по сечению детали структуры сорбита с твердостью 32—35 HPC, а последующим нагревом до температуры 993—1073 К (720—780 °С) — получить структуру "перлит сорбитообразный и скрытопластинчатый" с твердостью 170—179 НВ по сечению детали.

УДК 629.114.42.001.63

"Auto-HMT" — система автоматизированного проектирования и оценки АТС

Д-р техн. наук В.П. ТАРАСИК, И.А. ЕВСЕЕНКО

Белорусско-Российский университет

Одним из основных направлений развития конструкций карьерных самосвалов БелАЗ стало, как известно, применение на них гидромеханических трансмиссий большой мощности в сочетании с планетарными коробками передач. В состав таких трансмиссий входят гидромеханическая передача и механизмы механической трансмиссии — согласующий редуктор, главная и карданные передачи, межколесный дифференциал, бортовой редуктор и др. Причем эффективность эксплуатации такого самосвала во многом определяется совершенством системы автоматического управления ГМТ, ее способностью оптимальным образом переключать передачи в коробке передач, блокировать или разблокировать гидротрансформатор и т. д. Вот почему все эти системы, как правило, многопрограммные. Чаще всего — трехпрограммные: первая из программ — динамическая, работающая на режимах интенсивных разгонов самосвала; вторая — экономичная, обеспечивающая минимальный путевой расход топлива при установившемся движении; третья — промежуточная, или среднеэксплуатационная, она представляет собой компромисс между первой и второй программами.

Как видим, создание и освоение производства самосвала с гидромеханической автоматической трансмиссией представляет собой довольно трудоемкий и сложный процесс. Но сейчас рынок требует именно такой техники, и в Белоруссии была разработана государственная научно-техническая программа "Белавтотракторостроение", один из пунктов которой гласит: "Создать и освоить на БелАЗе карьерный самосвал грузоподъемностью 135 т с гидромеханической трансмиссией". И сроки реализации данного пункта устанавливались довольно жесткие.

К работе, как обычно в таких случаях, были подключены не только специалисты БелАЗа, но и многих других организаций. В том числе Белорусско-Российского университета. Именно БРУ поручили выполнение НИР по созданию алгоритмов автоматизированного формирования математической модели движения нового самосвала, позволяющих анализировать тягово-скоростные его свойства и топливную экономичность, и прикладного программного обеспечения, реализующего эти алгоритмы.

И надо сказать, что специалисты института успешно справились с поставленной перед ними задачей. Более того, они разработали комплекс программ ("Auto-HMT" — "Автоматические гидромеханические трансмиссии"), предназначенный для моделирования процессов движения любых АТС (в том числе и карьерных самосвалов) в различных дорожных условиях, определения показателей тягово-скоростных их свойств, топливной экономичности, эффективности их использования при выполнении различных видов транспортных работ, получения потенциальных тяговых и скоростных характеристик, выявления оптимальных характеристик переключения передач и блокирования гидротрансформатора ГМТ. Кроме того, данное программное обеспечение позволяет решать задачи выбора двигателей для проектируемого АТС, оптимизации параметров трансмиссии, определения оптимальных режимов движения в заданных дорожных условиях и др.

"Auto-HMT" представляет собой интегрированную среду, дающую возможность, как и другие аналогичные системы, вводить и редактировать данные параметров и характеристик АТС и его механизмов, маршрута движения; формировать задания на выполнение анализа или оптимизации этих параметров; моделировать процессы движения в заданных дорожных условиях; наблюдать за поведением моделируемой системы; строить графики и таблицы исследуемых процессов движения, потенциальных характеристик АТС и его механизмов; экспортировать эти графики и таблицы в другие форматы (BMP, WMF, EMF и т. д.); формировать таблицы, содержащие информацию по показателям эффективности выполнения транспортных работ, тягово-скоростных свойств и топливной экономичности; хранить информацию по моделируемым вариантам проектируемых или исследуемых АТС, а также двигателям и трансмиссиям. Причем исходные параметры двигателей и гидротрансформаторов могут задаваться либо в табличной форме, либо в виде регрессионных зависимостей.

"Auto-HMT" состоит, как видно из рис. 1, на котором показана его структурная схема, из пяти связанных между собой программных блоков, каждый из которых решает свою специфическую задачу.

Так, первый из блоков позволяет определять потенциальные характеристики АТС, его двигателя и гидротрансформатора ГМТ. В том числе тяговую и динамическую автомобиля, его ускорений и расход топлива на установившемся режиме движения; мощностной и относительный мощностной балансы; характеристики двигателя и гидротрансформатора (безразмерные), а также их совместной работы, выходные характеристики системы "двигатель—гидротрансформатор".

Второй блок позволяет оценивать и варьировать показатели и тягово-скоростных свойств, и топливной экономичности АТС. То есть определять показатели и характеристики, предусмотренные ГОСТ 22576—90 "Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний" и ГОСТ 20306—90 "Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний", моделируя разгон АТС на мерном (200 м) участке дороги со стандартными параметрами и по стандартным методикам. К числу таких показателей и характеристик относятся время разгона на пути 400 и 1000 м, а также до заданной скорости, скоростные характеристики "разгон—выбег" и "разгон на передаче, обеспечивающей максимальную скорость"; условная максимальная скорость (средняя скорость на последних 400 м мерного участка); контрольный расход топлива. Кроме того, при необходимости конструктор мо-

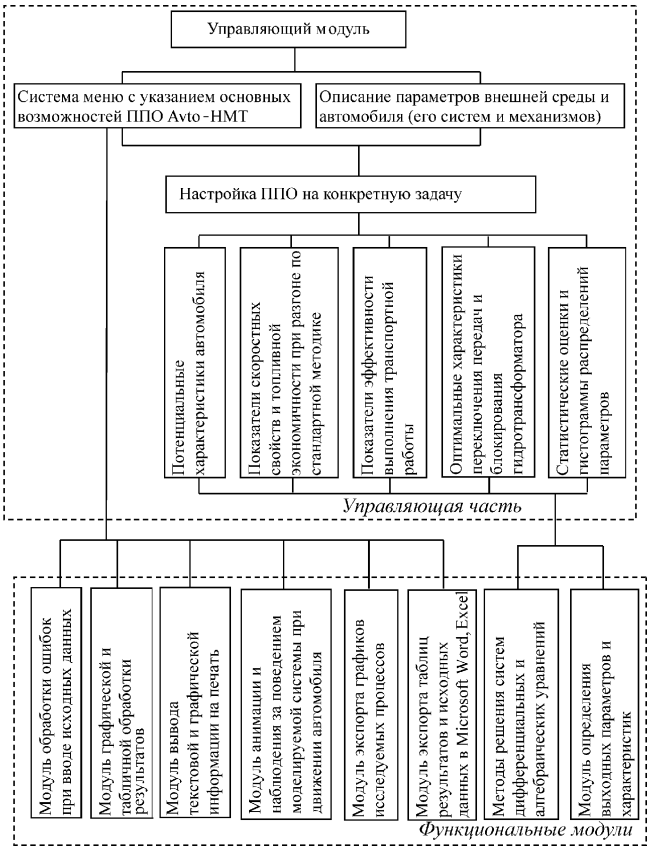


Рис. 1. Структурная схема прикладного программного обеспечения "Auto-HMT"

жет получить информацию о расходе топлива в цикле разгона, критериях динамичности и экономичности разгона, времени цикла разгона и об условной максимальной скорости АТС.

Третий блок рассчитывает показатели эффективности АТС при выполнении конкретной транспортной работы (средние скорость на маршруте, путевой и удельный расходы топлива, удельная производительность), для чего моделируется движение АТС по заданному маршруту, который представляется в виде совокупности дискретных участков пути с различными характеристиками. При этом учитываются коэффициенты сопротивления качению и сцепления колес с дорогой; продольные ее уклоны; радиусы кривизны участков в плане; административные ограничения скорости, а также необходимость снижения последней на опасных участках дороги и технологических остановках. На каждом участке из условий предотвращения бокового скольжения (заноса) и опрокидывания оцениваются предельно допустимые скорости движения и осуществляется управление скоростным режимом, обеспечивающее безопасность движения.

Пример такого расчета, выполненного для автобуса ЛиАЗ-5256, приведен на рис. 2.

Четвертый блок выдает оптимальные показатели переключения передач и блокирования гидротрансформатора. Делается это методом моделирования движения АТС при различных массе груза, состояниях дорожного покрытия, частотах вращения коленчатого вала двигателя и т. д. и определения по моделям оптимальных характеристик управления ГМТ по критериям динамичности и экономичности в этих условиях. На основе таких характеристик синтезируются затем различные программы управления двигателем и трансмиссией.

Пятый блок выдает статистические оценки и гистограммы распределений параметров. После предварительного моделирования движения АТС по маршруту он определяет математические ожидания и средние квадратические отклонения оцениваемых параметров, время работы на передачах, частоту их переключений, а также гистограммы распределений моментов и скоростей.

Особенность методики определения блоками "Auto-HMT" перечисленных выше показателей и характеристик состоит в том, что характеристики всех механизмов автомобиля, в том числе и относящиеся к двигателю и гидромеханической передаче, описываются регрессионными моделями. Это дает возможность получить удобный для программирования вычислительный алгоритм.

Разработанное в БРУ прикладное программное обеспечение "Auto-HMT" значительно ускорило создание карьерного самосвала грузоподъемностью 135 т, включенного в программу "Белавтотракторостроение". Этот самосвал, БелАЗ-7516, автоматизированному проектированию по математическим моделям подвергся не только в отношении напряженно-деформированного состояния его силовых элементов (технология, применяемая на белорусских автозаводах уже более 10 лет), но и в отношении его гидромеханической трансмиссии, что сделано впервые: такими трансмиссиями ранее не занимались ни в СССР, ни в странах СНГ. Что, естественно, усложняло дело. Тем не менее задача, повторяем, решена.

В частности, при оценке скоростных свойств самосвала БелАЗ-7516 осуществлялось моделирование его разгона на измерительном участке пути протяженностью 2000 м. При этом решались системы дифференциальных уравнений и вычислялись показатели его скоростных свойств. Что из этого получилось, показано в табл. 1. В ней же, для сравнения, приведены и показатели скоростных свойств серийного самосвала

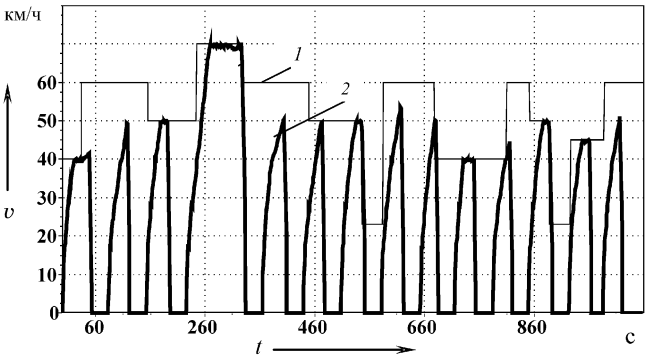


Рис. 2. График движения автобуса ЛиАЗ-5256 по городскому маршруту:

1 — при административных ограничениях скорости; *2* — реальный график движения

БелАЗ-7555, полученные в тех же условиях разгона при "установке" на нем ГМТ. (Другим было лишь время разрыва потока мощности, т. е. переключения передач: у БелАЗ-7555 оно равно 0,5 с, а у БелАЗ-7516 — 0,3 с.)

Как видно из таблицы, скоростные свойства обоих самосвалов практически мало отличаются, несмотря на то что максимальные потенциальные значения ускорений на передачах у БелАЗ-7555 значительно выше, чем у БелАЗ-7516. Все дело в том, что на показатели скоростных свойств оказывает влияние множество разнообразных факторов: удельная мощность двигателя, форма и параметры его внешней скоростной характеристики; потенциальные характеристики ускорений автомобиля, инерционные свойства механизмов двигателя, трансмиссии и колес автомобиля; диапазон передаточных чисел трансмиссии и показатель средней плотности ряда передаточных чисел; характеристики переключения передач и блокировки гидротрансформатора. Например, БелАЗ-7516 имеет существенное преимущество перед БелАЗ-7555 благодаря двигателю "Камминз QSK45". Вернее, форме его внешней скоростной характеристики: средняя величина реализации мощности этого двигателя при разгоне самосвала практически равна номинальной мощности, а у двигателя ЯМЗ-845.10, которым оборудован БелАЗ-7555, она значительно меньше номинальной. Поэтому, несмотря на меньшую (5,08 и 5,611 кВт/т) удельную мощность самосвала БелАЗ-7516, фактически реализуемая удельная мощность в процессе разгона у него не ниже, чем у автомобиля БелАЗ-7555.

Сказывается также и ряд передаточных чисел ГМП, так как он при прочих равных условиях определяет выбор характеристик переключения передач и использование мощности двигателя при разгоне. И здесь БелАЗ-7516 тоже выигрывает: показатель средней плотности ряда передаточных чисел у него составляет 1,354, а у БелАЗ-7555 — 1,41. В результате при одинаковых параметрах настройки автоматической системы переключения передач БелАЗ-7516 имеет меньшее суммарное значение времени работы на режиме гидротрансформатора при переключениях передач.

Таблица 1

Показатель	Модель самосвала	
	БелАЗ-7516	БелАЗ-7555
Скорость, км/ч:		
при $N_{e\max}$ на высшей передаче	52,783	52,341
условная максимальная	53,117	53,393
Динамический фактор:		
при $N_{e\max}$ на высшей передаче	0,024121	0,02838
по сцеплению	0,5628	0,5628
Время разгона, с:		
на участке пути 400 м	47,890	47,2
на участке пути 1000 м	91,41	89,93
до заданной скорости	20,21	19,39
на высшей передаче	37,94	35,64
Время преодоления участка пути 2000 м, с	159,19	157,35
Конечная скорость разгона на участке пути 2000 м, км/ч	53,132	53,396
Критерий динамичности разгона до заданной скорости, с	7,0998	6,7695

Таблица 2

Показатель	БелАЗ-7516	БелАЗ-7555	"Катерпиллер 785"	"Катерпиллер 789"
Максимальный динамический фактор:				
на первой передаче на стоповом режиме гидротрансформатора ($D_{н_0}$)	0,405	0,492	0,34	0,28
на первой передаче при блокированном гидротрансформаторе ($D_{н_{max}}$)	0,161	0,206	0,15	0,14
на высшей передаче при блокированном гидротрансформаторе ($D_{в_{max}}$)	0,034	0,036	0,033	0,034
Критическая скорость, км/ч, соответствующая:				
$D_{н_{max}}$	9,122	6,562	7,500	7,800
$D_{в_{max}}$	40,501	36,993	36,700	36,000
Динамический фактор на высшей передаче при блокированном гидротрансформаторе и максимальной мощности двигателя (D_v)	0,024	0,028	0,022	0,028
Номинальная скорость автомобиля ($v_{ном}$), км/ч	52,783	52,341	50,000	50,000

Но, если говорить в целом, показатели у БелАЗ-7516 несколько хуже, чем у БелАЗ-7555.

Так, время его разгона до заданной скорости 30 км/ч больше на 0,82 с, на участке пути 400 м — на 0,69 с, на участке пути 1000 м — на 1,48 с и на участке пути 2000 м — на 1,84; критерий динамичности разгона на первом участке до заданной скорости хуже на 0,33, а на втором участке — на 1,66 с.

Показатели тяговых свойств БелАЗ-7516 сравнивались с аналогичными показателями самосвалов БелАЗ-7555, "Катерпиллер 785" и "Катерпиллер 789" (табл. 2).

Как видим, самые высокие показатели имеет БелАЗ-7555. Но показатели БелАЗ-7516 не уступают показателям самосвалов "Катерпиллер 785" и "Катерпиллер 789", которые близки по грузоподъемности к нему (у первого — 136,5 т, у второго — 177,3 т).

Таким образом, напрашивается вывод: "Auto-HMT" — инструмент, позволяющий конструктору, используя математические модели, решать множество чисто практических задач. В том числе и задачу проектирования ГМТ, делающую проектируемое АТС вполне конкурентоспособным на потребительском рынке.

УДК 621.439

Блок цилиндров дизеля КамАЗ-740 из чугуна с вермикулярным графитом

Ф.И. КОВАЛЕВ, С.П. КОРОЛЕВ, канд. техн. наук Э.В. ПАНФИЛОВ

ИТЦМ "Металлург", ОАО "КамАЗ-Металлургия"

На дизелях КамАЗ-740 имели место случаи разрушения блоков цилиндров в эксплуатации. Наблюдались они по боковой стенке блока, в верхней части межцилиндровой перегородки (в районе перехода цилиндровой части в картерную). Как установлено, главная причина разрушений — недостаточные физико-механические свойства материала блока, чугуна СЧ25. Дело в том, что эти свойства резко ухудшаются при снижении твердости данного чугуна. Например, при твердости НВ 187—241 предел P_{max} выносливости и запас $n_д$ усталостной прочности блоков цилиндров составляют соответственно 220 кН (22 тс) и 2,5, а при твердости НВ 131—156 значительно уменьшаются. Сама же твердость зависит от химического состава ЧПГ, причем даже его незначительные изменения вызывают очень большие изменения твердости чугуна.

Даже СЧ25 не исключал образование дефектов в эксплуатации. Специалисты ИТЦМ "Металлург" предложили, а руководство КамАЗа приняло решение: для изготовления блока цилиндров применить другой материал — чугун с вермикулярным графитом марки ЧВГ35.

Такой выбор был сделан не случайно. Дело в том, что чугуны с вермикулярным графитом имеют ряд несомненных преимуществ перед традиционными серыми чугунами (СЧ), имеющими пластинчатую форму графита, и чугунами с шаровидной его формой (ЧШГ). В первую очередь — высокие литейные свойства, что обеспечивает возможность получения высокоточных тонкостенных деталей сложной конфигурации.

Кроме того, ЧВГ обладают жидкотекучестью, практически не отличающейся от жидкотекучести чугунов с пластинчатым и шаровидным графитом; их усадка незначительно превышает усадку чугунов с пластинчатой формой графита, что в большинстве случаев позволяет избежать дорогостоящих изменений литейной оснастки при замене традиционного серого чугуна на ЧВГ. Так, при степени эвтектичности, равной единице, чугуны, отлитые в песчаную форму, имеют следующую объемную усадку: серый — 4,1 %, с шаровидным графитом — 7,0, с вермикулярным графитом — 5,8 %. Максимальное расширение в процессе эвтектической кристаллизации ЧВГ и ЧШГ, по сравнению с серым чугуном с пластинчатым графитом, больше соответственно в 1,8 и 4,4 раза. Значения линейной усадки ЧВГ несколько отличаются от аналогичного показателя ЧПГ и ЧШГ. Абсолютная величина предусадочного расширения в ЧПГ несколько больше, чем у серого чугуна, но почти в 2 раза меньше, чем у ЧШГ. Наконец, на практике для отливок из ЧВГ можно использовать литниково-питающие системы, применяемые в производстве отливок из серого чугуна повышенной прочности.

Сказанное подтверждает, что чугуны с вермикулярным графитом, действительно, вполне пригодны для замены чугунов с пластинчатым и шаровидным графитом при получении сложных фасонных отливок, в которых трудно предотвратить образование усадочных дефектов там, где необходима высокая плотность кристаллизующегося металла.

Что касается механических свойств, то они у чугунов с вермикулярным и шаровидным графитом близки. Причем они слабо зависят от технологии получения чугуна и определяются в основном микроструктурой сплава, прежде всего соотношением количества шаровидного и вермикулярного графитов. Не влияют на эти свойства также изменения углеродного эквивалента в пределах 3,8—4,6 % и толщины стенки отливки, а на чугуны с пластинчатым графитом такое влияние, как известно, весьма значительно. Причина — большая толщина и закругленность графитных пластин, что уменьшает концентрацию внутренних напряжений по границам "графит—матрица".

Правда, по основным механическим характеристикам ЧВГ уступают ЧШГ (табл. 1), однако данный недостаток компенсируется, повторяем, их лучшими литейными свойствами, меньшей склонностью к отбелу и образованию литейных дефектов в отливках. Но все-таки приходится иметь в виду, что графитные включения вермикулярной формы представляют собой более жесткие, чем шаровидный графит, концентраторы напряжений, из-за чего в литых деталях из ЧВГ в меньшей степени используются потенциальные возможности прочностных характеристик металлической матрицы (табл. 2). Именно по этой причине отливки из чугуна с вермикулярным графитом чаще всего применяют с литой структурой и реже подвергают термообработке, чем отливки из ЧШГ.

Размер самих включений графита вермикулярной формы изменяется в узких пределах и почти не влияет

Таблица 1

Показатель	Тип чугуна		
	ЧПГ	ЧВГ	ЧШГ
Предел прочности при растяжении $\sigma_в$, МПа (кгс/см^2)	100—400 (1000—4000)	300—500 (3000—5000)	350—900 (3500—9000)
Предел текучести $\sigma_т$, МПа (кгс/см^2)	—	250—400 (2500—4000)	250—600 (2500—6000)
Относительное удлинение, %	1,5	1,5—8,0	3—25
Ударная вязкость, Дж/см^2	5	30	10—200
Твердость, НВ	140—300	140—240	120—350

Таблица 2

Структура матрицы	Предел прочности при растяжении, МПа (кгс/см^2)	Относительное удлинение, %	Твердость, НВ
Ферритная (литое состояние)	360—410 (3600—4100)	5,0—7,0	150—160
Ферритная (отжиг)	360—410 (3600—4100)	3,0—4,0	150—170
Перлитно-ферритная (литое состояние)	450—500 (4500—5000)	2,0—3,0	170—200
Перлитная (нормализация)	530—580 (5300—5800)	1,5	300
Бейнитная (изотермическая закалка)	740—790 (7400—7900)	2,0	400

Таблица 3

Показатель	Тип чугуна		
	ЧПГ	ЧВГ	ЧШГ
Теплопроводность, Вт/мк	49,5—58,5	37,7—50,2	21,1—37,6
Плотность, кг/м^3	7000—7500	7000—7200	7100—7300
Температуропроводность, м^2/с	$16{,}8 \cdot 10^{-6}$	$14{,}7 \cdot 10^{-6}$	$12{,}2 \cdot 10^{-6}$
Электросопротивление, мкОм/м	0,45—1,2	0,7—0,8	0,5—0,7
Коэффициент термического расширения, м	$(10—12) \times 10^{-6}$	$(12—14) \times 10^{-6}$	$(9—12) \times 10^{-6}$

на свойства ЧВГ, тогда как увеличение относительного количества шаровидного графита в структуре ЧВГ дает существенное повышение прочностных его характеристик.

Отличаются и физические свойства чугунов с различной формой графита (табл. 3): по ряду свойств — теплопроводности, температуропроводности, электросопротивлению — ЧВГ находится ближе к чугуну с пластинчатым графитом, чем к ЧШГ.

Далее. Как известно, циклическая прочность и развитие трещин взаимосвязаны: при напряжениях, близких к пределу выносливости материала, трещины не только возникают, но и интенсивно развиваются. Препятствуют тому и другому включения графита. Однако в ЧПГ и ЧВГ, в отличие от ЧШГ, рост трещин останавливают только те включения графита, которые расположены перпендикулярно их распространению. По данному показателю ферритный ЧВГ ближе к перлитному ЧШГ, чем к ЧПГ. Этим и объясняются благоприятные термоусталостные его свойства.

Износостойкость ЧВГ, имеющего до 70 % феррита, в условиях сухого трения выше износостойкости обычного серого чугуна (СЧ20) с ферритно-перлитной структурой в 2 раза, а СЧ25 с перлитной структурой — в 1,5 раза. (Например, при оценке термостойкости методом термического удара отмечено, что первые трещины на образцах из ЧВГ появляются после 310—320 циклов, а у ЧПГ — после 240.)

Герметичность ЧВГ с увеличением в структуре шаровидного графита от 15 до 45 % возрастает с 34,2—35,2 до 41,2—43,7 МПа (с 392—352 до 412—437 кгс/см^2), т. е. на 20—24 %. Это весьма важно для головки цилиндров дизелей, элементов гидроаппаратуры и других деталей, работающих под давлением жидкой среды.

Приведенные выше данные подтверждают целесообразность применения чугуна с вермикулярным графитом для ответственных отливок. Зарубежные фирмы этого, как говорится, не пропустили: отливки из ЧВГ изготовляют такие известные фирмы, как немецкая "Крута-Мак", швейцарские "Георг Фишер" и "Эшер Висе", американские "Форд", "Гарднер Денвер" и "Ваупака Фаундри", японская "Ю-Би-Индастриз" и др. Для автомобилей и тракторов из ЧВГ отливают маслопроводы, опорные детали, головки цилиндров, крепежные детали рам, тормозные рычаги и кронштейны, шкивы сервоприводов, монтажные кронштейны балластных грузов, бандажные кольца шестерен, корпуса промежуточных зубчатых передач и т. д. Причем масса отливок колеблется в пределах 0,4—40 кг и более при толщине стенок 4—50 мм. Но ЧВГ применяют и в других областях машиностроения. Например, в нашей стране, как и в других государствах (Германия, США, Японии), — для отливок таких ответственных деталей судовых двигателей, как головки цилиндров, гильзы цилиндров, поршни. Причем масса некоторых отливок достигает 1000 кг. В зарубежной практике известно также эффективное использование перлитных и бейнитных ЧВГ для литья дисков тормозов двигателей железнодорожных локомотивов и вагонов высокоскоростных (выше 200 км/ч) поездов.

КамАЗ к ЧВГ привлекло и еще одно важное обстоятельство: для его получения можно использовать исходный чугун из печей выдержки, приготовляемый для модифицирования на ЧШГ, а для модифицирования расплава — методом добавления специального модификатора в стандартные 2,2-тонные ковши. Модифицированный таким образом чугун в теле отливки имеет ферритно-перлитную структуру, "армированную" единым графитным каркасом объемных вермикулярных включений. Эта архитектоника ЧВГ предопределяет не только его хорошие физико-механические свойства, но и обеспечивает технологические и литейные характеристики расплава. Что позволяет отливать блок цилиндров на оснастке для серого чугуна без каких-либо изменений и увеличения массы литниково-питающей системы.

Работы по переводу производства блока цилиндров (дет. 740.21-1002015) на ЧВГ проводили в ОАО

"КамАЗ—Металлургия" и "КамАЗ—Дизель". В их ходе создали способ производства ЧВГ, включающий получение базового расплава с использованием вермикуляризующих модификаторов, контроль и корректирование параметров процесса, управление эффектом модифицировния.

Так, на основе предварительного расчета количества модифицирующих добавок в зависимости от массы жидкого металла, содержания серы и кислорода в базовом чугуне, времени сохранения модифицирующего эффекта провели одноразовую вермикуляризирующую обработку чугуна. Все параметры технологического процесса контролировали с помощью системы видеонаблюдения технологических операций, регистрации и передачи результатов в компьютерную базу данных и на компьютерное табло. При этом осуществлялась идентификация разливочных ковшей, а при угасании эффекта модифицирования включалась звуковая сигнализация и система, делающая невозможной заливку литейных форм при исчезновении эффекта модифицирования.

После некоторых доработок получили процесс производства, который осуществляется следующим образом.

Проводится мониторинг и контроль всего способа производства чугуна, т. е. подготовки шихты и ковшей плавки, выдержки, подготовки и взвешивания модификатора и расплава, модифицирования металла, химического анализа, температурного и временного отсчета, транспортирования чугуна, скачивания шлака, отбора проб на физико-механические свойства, заливки форм, сбора и анализа информации о каждом работающем ковше в реальном режиме времени. Для контроля на каждом участке установлена система видеонаблюдения и идентификации каждого ковша. Время транспортирования ковшей к участкам скачивания шлака и заливки металла фиксируется АСУ, выводится на дисплей компьютера диспетчера и на световое табло на каждом участке.

Разработанный способ производства чугуна с вермикулярным графитом основывается на применении различных модификаторов — как комплексных фракционных кусковых, так и быстро охлажденных "чипс"-модификаторов. В зависимости от наличия конкретного модификатора или комплекса модификаторов (сфероидизирующих, вермикуляризирующих, графитизирующих) в программу автоматизированного управления производством вводятся значения: минимального времени сохранения эффекта модифицирования; оптимальных интервалов остаточного содержания активных элементов (магний, лантан); максимально допустимых интервалов остаточного содержания десфероидизирующих элементов (сера, титан). Компьютер рассчитывает оптимальные расходные характеристики модифицирующих добавок, температурного интервала расплава на каждой стадии процесса с учетом металлоемкости ковшей, литейных форм и необходимой скорости заливки конкретной номенклатуры отливок. То есть весь цикл производства ЧВГ описывается алгоритмом, который минимизирует влияние человеческого фактора.

Проведенные на КамАЗе испытания подтвердили высокую надежность блоков цилиндров из ЧВГ в условиях высоких эксплуатационных нагрузок и температур. Иначе, вообще говоря, не могло быть. Ведь физико-механические свойства ЧВГ следующие: $\sigma_в$ = 350÷450 МПа (3500—4500 кгс/см^2); $\sigma_{0,2}$ = 270÷360 МПа (2700—3600 кгс/см^2); σ_{-1} = 170÷200 МПа (1700—2000 кгс/см^2) и δ = 2÷4 %. При этом его литейные свойства мало отличались от аналогичных свойств серого чугуна, жидкотекучесть в диапазоне температур в диапазоне 1630—1690 К (1363—1423 °С) оказалась вполне приемлемой.

Положительные результаты опытных партий отливок блоков цилиндров из ЧВГ позволили снять сомнения и проводить мероприятия по переводу отливок блоков цилиндров с серого чугуна СЧ25 на чугун с вермикулярным графитом марки ЧВГ35. Кроме того, даже сомневающимся стало понятно, что применение чугуна с вермикулярным графитом для изготовления наиболее ответственных корпусных деталей двигателей — одно из перспективных направлений повышения ресурса и долговечности дизеля. И не только специалистам КамАЗа. Поэтому в настоящее время есть уже и положительный практический опыт освоения ЧВГ на других предприятиях отечественного машиностроения. Например, совместные работы специалистов ОАО "КамАЗ", Белорусского НТУ и ИТЦМ "Металлург" позволили освоить производство таких отливок, как картеры коробки передач, межосевого дифференциала, раздаточной коробки и других деталей (всего 11 наименований), из чугуна с вермикулярным графитом в условиях литейного завода ОАО "КамАЗ—Металлургия", что дало возможность получить значительный экономический эффект и обеспечить выполнение норм "Евро-2" автомобилями семейства "КамАЗ". В настоящее время совместно с конструкторским отделом НТЦ этого завода идет подготовка к изготовлению опытных отливок: двух типов маховиков, головки блока цилиндров, гильз цилиндров, картера водяных каналов для ряда других двигателей.

Для обеспечения стабильности процесса производства отливок из ЧВГ разработана система мониторинга на основе алгоритма автоматизированного управления производством. И есть все основания утверждать, что область применения ЧВГ будет расширяться.

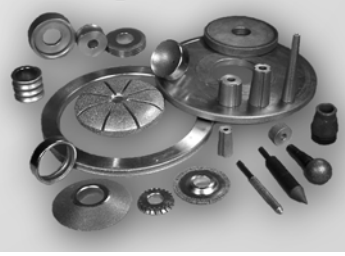
Открытое Акционерное Общество АлмазИнструмент
Т/ф: (48134) 6-42-53, 4-04-00, 6-44-01
e-mail: mktg@almaz-i.ru www.almaz-i.ru
Адрес: 216500, Россия, Смоленская обл., г. Рославль, ул. Ленина, д. 3

ОАО «Алмазинструмент», специализируясь на разработке, изготовлении и поставках широкого спектра алмазного инструмента, приглашает к сотрудничеству предприятия РФ и стран СНГ, а также региональных представителей, и предлагает:

• Алмазный правящий инструмент из природных и синтетических алмазов;

• Алмазный инструмент, изготовленный методом гальваностегии.

Возможно изготовление нестандартного инструмента по чертежам и эскизам заказчика.



ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

УДК 629.113/115(4)

Развитие европейского грузового автомобилестроения

П.П. КИТ

Белорусский ГЭУ

В странах ЕС одной из основных форм укрепления глобальных позиций ведущих производителей стало содействие процессу концентрации промышленности и капитала. Причем имевшие место и ранее слияния и поглощения, а также различные формы кооперации между фирмами достигли, можно сказать, своего апогея. Создание единого рынка и последовавшие вслед за этим процессы ограничения государственного регулирования экономики, согласование и унификация стандартов предоставили производителям еще более широкие возможности для совместной деятельности и использования преимуществ крупномасштабных операций.

Эти перемены, естественно, затронули и грузовое автомобилестроение. Стремительное развитие технологий, увеличение их стоимости и сокращение жизненного цикла выпускаемой продукции заставили автомобилестроительные фирмы идти на крупномасштабные совместные проекты и сотрудничество внутри потенциально глобальной отрасли, в которой европейские производители становились способными постепенно занять если не ведущее, то, по крайней мере, достаточно прочное положение, т. е. решить стратегические задачи, которые К. Хан, председатель совета управляющих концерна "Фольксваген" в конце 1980-х—начале 1990-х годов определил как "корректировка своего развития в соответствии с направлениями формирования единой Европы и создание на интегрированном рынке базы для успешного участия в глобальной конкуренции".

Слияния и поглощения автомобилестроителей в пределах ЕС рассматривались и Европейской комиссией по конкуренции как необходимый этап в развитии "евро-фирм", достигающих требуемых размеров и обладающих необходимыми ресурсами для успешной конкурентной борьбы с ведущими мировыми корпорациями.

И надо сказать, что автомобилестроительные фирмы стран ЕС действовали именно таким образом. Например, если в 1970 г. в Западной Европе насчитывалось 53 независимых производителя грузовых автомобилей, то спустя пять лет — уже только 20, а в 2005 г. — всего лишь шесть (см. рисунок). С европейского рынка исчез целый ряд мелких и средних фирм, которые до этого существовали в пределах национального рынка и были защищены от внешней конкуренции высокими таможенными пошлинами или ограничениями на импорт: их, как правило, поглощали более крупные фирмы. К примеру, на автомобильном рынке Испании в начале 1970-х годов действовало множество протекционистских мер: высокие (81 % на готовые автомобили, 30 % на комплектующие) таможенные пошлины; местная составляющая совместного производства не должна была быть менее 95 %; доля иностранного капитала не могла превышать 50 % общего капитала компании. Однако после вступления в ЕС испанское правительство вынуждено было отказаться от протекционистской политики, и ее крупнейший производитель грузовых АТС, фирма "Энаса Пегасо",

Географический сегмент рынка	Товарный сегмент рынка	Фирмы, национальная принадлежность, годы	
		1975	2005
Многие страны Европы	Грузовые АТС всех классов	«Мерседес-Бенц» (Германия) ИВЕКО (Италия)	«ДаймлерКрайслер» ИВЕКО «Вольво»
	Грузовые АТС отдельных классов	«Вольво» (Швеция) «Скания» (Швеция)	«Скания»
Некоторые страны Европы	Грузовые АТС всех классов	«Рено» (Франция) «Бритиш Лейланд» (Великобритания)	«Паккард» (США)
	Грузовые АТС отдельных классов	МАН (Германия) «Магирус» (Германия) ЕРФ (Великобритания) «Фоден» (Великобритания) «Форд» (Великобритания) «Седдон Аткинсон» (Великобритания) «Штейр» (Австрия) ОАФ (Австрия) «Астра» (Италия) ОМ (Италия) «Энаса» (Испания) ДАФ (Нидерланды) «Юник» (Франция) «Сису» (Финляндия)	МАН
Всего		20	6

перешел под контроль ИВЕКО (по существу отделение итальянского концерна ФИАТ).

Создание ЕС стало и причиной ужесточения требований к техническим, экологическим и другим характеристикам автомобилей. Усиливающееся беспокойство по поводу загрязнения атмосферы, вызванного автомобильным транспортом, привело к принятию специальных мер по снижению шумового, газового и других видов загрязнений (типичный пример — последовательное введение сначала в ЕС, а затем и в других европейских странах экологических стандартов "Евро-1", "Евро-2", "Евро-3", а в ближайшем будущем — "Евро-4" и "Евро-5".

Для производителей автомобилей это означало ужесточение требований к технологическому и производственному процессам, значительному сокращению жизненного цикла АТС. Следовательно, и резкое повышение стоимости разработок, и рост коммерческих рисков на освоение новых проектов. В результате многие фирмы столкнулись с серьезными трудностями при разработке, производстве и реализации своих изделий, чем и воспользовались крупнейшие европейские автомобилестроители.

Например, стратегическая цель ИВЕКО заключалась в освоении выпуска всего диапазона грузовых автомобилей полной массой 6—72 т. И она, используя значительные финансовые ресурсы ФИАТа, в течение 1980-х годов последовательно взяла под контроль итальянские ОМ и "Астра", французскую "Юник", немецкую "Магирус", испанскую "Энаса Пегасо", английские "Седдон Аткинсон" и "Форд". В итоге все эти ранее независимые предприятия становятся частью панъевропейского проекта ИВЕКО, получившего название "Евро", реализацией которого стал выпуск на рынок в течение трех (с 1991 по 1993-й) лет четырех абсолютно новых моделей с унифицированными платформами — развозного и строительного грузовых "ЕвроКарго" и "ЕвроТракер", а также магистральных тягачей "ЕвроТек" и "ЕвроСтар", предназначенных для международных перевозок.

"Ивеко" построила свою стратегию таким образом, чтобы использовать производственные мощности поглощенных фирм для организации выпуска всех моделей автомобилей "Евро". Так, в Испании вместо автомобилей "Энаса Пегасо" начали выпускать "ЕвроТракер" и "ЕвроТек", в Германии вместо "Магирус" — "ЕвроСтар", а в Италии, Франции и Англии вместо ОМ, "Юник", "Седдон Аткинсон" и "Форд" — "ЕвроКарго". Причем в большинстве случаев исчезли не только национальные торговые марки, но поглощенные формы утратили юридическую и финансовую самостоятельность. С другой стороны, такое преобразование позволяло партнерам обеспечить максимальную загрузку имеющихся мощностей и сделать производство автомобилей рентабельным. Кроме того, у объединившихся фирм появлялась дополнительная возможность экономии финансовых, временных и прочих ресурсов, поскольку после объединения общая стратегия, включая НИОКР, маркетинг и производство автомобилей, их основных узлов и агрегатов, разрабатывалась и осуществлялась из единого центра.

Нельзя не отметить также, что ИВЕКО, в отличие от многих других автомобилестроителей, стремящихся передавать поглощенным фирмам технологии и опыт производства своих устаревших моделей, помогала организовать выпуск только новых грузовых АТС класса "Евро", что не могло не вызвать интереса у ее потенциальных партнеров на новых рынках. В частности,

подтверждением такого интереса можно считать последующее создание объединений "ИВЕКО-Застава" в Сербии, "ИВЕКО-Отойл" в Турции, "ИВЕКО-УралАЗ" в России и "ИВЕКО-КрАЗ" на Украине, способствовавших закреплению торговой марки ИВЕКО на достаточно трудных для проникновения рынках, а также увеличивающиеся доходы ИВЕКО от поставки комплектующих и запасных частей.

Аналогичного направления ИВЕКО придерживалась и на рынках Китая, Вьетнама, Индии, Южной Кореи, Ирана и Египта, создавая с партнерами совместные производства своих основных моделей.

Еще один крупнейший изготовитель грузовых АТС, немецкий концерн МАН, придерживается практически такой же стратегии. Так, в течение 1990-х годов он создал производственную и товаропроводящую сеть в пределах Западной и Центрально-Восточной Европы, куда вошли ранее независимые фирмы из Австрии ("Штейр" и ОАФ), Турции ("Манас"), Великобритании (ЕРФ) и Польши ("Стар"). Реорганизовав производство, МАН сконцентрировал разработку технологий и изготовление наиболее современных грузовых автомобилей в Германии, передав выпуск прежних моделей своим партнерам, превратившимся, как и в случае с ИВЕКО, в его зарубежные филиалы.

Такая стратегия позволила концерну существенно обновить производственную программу и значительно усилить свое положение на глобальном рынке: в 2001 г. МАН впервые в своей истории вошел в пятерку крупнейших мировых производителей грузовых АТС полной массой свыше 15 т, а доля его продукции на рынке ЕС к началу 2006 г. составила уже более 15 %, тогда как в 1996 г. — лишь 8 %.

Одновременно с поглощением западноевропейских фирм крупнейшие автомобилестроители предпринимали шаги по закреплению своих позиций и в других наиболее значимых сегментах мирового рынка (Северная Америка, Юго-Восточная Азия, Центрально-Восточная Европа). При этом проникновение, как правило, осуществлялось в два последовательных этапа.

Сначала европейская фирма приобретала определенный (неконтрольный) пакет акций потенциального партнера — с тем, чтобы сблизить стили и методы управления, структурное построение фирм, а также иметь возможность участвовать в общих стратегических инициативах. Затем, если сотрудничество оказывалось успешным, увеличивала свою долю участия в капитале фирмы-партнера так, что последняя полностью переходила под контроль производителя из Западной Европы. Например, именно так концерн "ДаймлерКрайслер" приобрел американские фирмы "Фрайтлайнер" и "Стирлинг", а также канадскую фирму "Вестерн Стар".

Межфирменная интеграция на рынках грузовых автомобилей Западной и Центрально-Восточной Европы, а также Северной Америки в конечном итоге приводила, как уже упоминалось выше, к слияниям и поглощениям и достаточно быстро завершалась практически полным контролем этих сегментов шестью ведущими европейскими (транснациональными) корпорациями ("ДаймлерКрайслер", "Вольво", "Рено", ИВЕКО, "Паккард" и "Скания").

По-иному до недавнего времени вели себя японские и южнокорейские производители грузовых АТС: у них интеграционная активность, можно сказать, отсутствовала. Причем как межрегиональная, так и внутри региона.

Основных причин тому, по всей видимости, две. Во-первых, автомобильная промышленность Японии и Кореи начала развиваться гораздо позднее североамериканской и западноевропейской. Во-вторых, сказались национальные особенности этих стран (охотно идя на сотрудничество, японские и корейские производители очень неохотно расстаются со своей национальной и стратегической независимостью).

Приблизительно такая же ситуация наблюдается на рынках Китая и Индии, а также в странах, бывших республиками СССР: здесь, с одной стороны, до сих пор существует множество ограничений свободной торговли, с другой — автозаводы, как правило, находятся в государственной собственности и рассматриваются как важнейшие сектора национальной промышленности. Поэтому у европейских корпораций пока отсутствует возможность получения значительного контроля над стратегическими инициативами автомобилестроителей этих стран, хотя проникновение на их рынки по множеству причин для ТНК крайне привлекательное, а возможно, — и необходимый стратегический шаг. В свою очередь, правительства развивающихся стран уже хорошо осознают тот факт, что для развития национальных автомобильных брэндов, получения новейших технологий и обеспечения высоких темпов экономического и промышленного роста сотрудничество с ведущими мировыми производителями автомобилей — необходимость. И можно предположить, что именно поэтому в автомобильной промышленности получили широкое распространение различные формы стратегических альянсов, позволяющие лидерам отрасли расширить свое влияние в глобальном масштабе. Причем, как показывает практика, для отдельных регионов у европейских корпораций сложились определенные формы организации альянсов. Например, при закреплении на рынках Китая и Индии довольно широкое распространение получили лицензионные соглашения; на рынках Японии, Южной Кореи и Центрально-Восточной Европы — соглашения об участии в активах (приобретение меньшей доли акций); на рынках бывших республик СССР — совместные предприятия.

Рассмотренные выше тенденции развития европейского грузового автомобилестроения — хорошее подтверждение тому, что в условиях глобализации межфирменная интеграция и сотрудничество представляют собой естественные и необратимые процессы. Именно поэтому, видимо, не будет ошибкой сказать, что необходимым условием успешного развития производителей грузовых автомобилей в странах СНГ является их активное участие в международном разделении труда и многоплановое включение в международную межфирменную кооперацию. И здесь самой лучшей

стратегией такого развития могло бы стать взаимодействие отечественных автозаводов с зарубежными партнерами в рамках стратегических альянсов, позволяющих достаточно быстро и эффективно использовать механизмы межфирменного сотрудничества без потери собственной специализации и независимости. Благодаря альянсовому сотрудничеству изготовители автомобилей из стран СНГ могли бы добиться уменьшения дистанции, отделяющей их от ведущих ТНК, реализовать имеющийся у них научно-технический потенциал, получить доступ к товаропроводящим и сервисным сетям партнеров, увеличивая тем самым свои шансы не только выжить, но и прибыльно развиваться.

Подтверждением сказанному могут служить уже предпринимавшиеся автомобилестроителями России ("КамАЗ—Татра Сипокс", "УралАЗ—ИВЕКО"), Украины ("ЗАЗ—ДЭУ", "КрАЗ—ИВЕКО") и Беларуси ("МАЗ—МАН", "БелАЗ—ДЭУ", "БелАЗ—Либхерр") отдельные шаги по организации и осуществлению совместных проектов с зарубежными партнерами в рамках стратегических альянсов.

В то же время у автозаводов из бывших советских республик явно недостаточно знаний и практического опыта в вопросах стратегических альянсов с фирмами-конкурентами. Ведь если налаживание межотраслевых и вертикальных кооперационных связей было присуще субъектам плановой экономики СССР, то в отношении сотрудничества с конкурентами опыт отечественных предприятий крайне мал, а если объективно, то у большинства из них такой опыт просто отсутствует. Свидетельство тому: за 15 лет, прошедших с момента распада СССР, автозаводы стран СНГ заключили не более десяти соглашений о сотрудничестве с зарубежными производителями грузовых автомобилей и автобусов. Правда, в последние годы в бизнес-планах отдельных предприятий вопросы межфирменного сотрудничества стали очерчиваться более четко. Например, одним из ключевых направлений программы стратегического развития ОАО "КамАЗ" до 2010 г. стали разработка и осуществление совместных стратегических проектов с российскими и зарубежными автомобильными фирмами (наряду с технологической реструктуризацией, расширением модельного ряда, географии экспорта и выпуска собственных агрегатов и комплектующих). Но это, скорее, исключение из правила. Поэтому необходимость межфирменного сотрудничества, которое, с одной стороны, отвечало бы современным особенностям развития автомобильного бизнеса в мировом масштабе, с другой — поставило бы на службу этому развитию имеющиеся в странах СНГ научно-производственную базу и трудовые ресурсы, — проблема явно назревшая.

Что касается подходов к сотрудничеству, то их, в принципе, можно выбирать исходя из следующих соображений.

1. Анализ развития грузового автомобилестроения ЕС свидетельствует о том, что основной формой межфирменного взаимодействия здесь выступают слияния и поглощения компаний. Стратегические же альянсы — это, по сути, промежуточная форма интеграции, в основе которой чаще всего лежат соглашения об участии в активах, предназначенные для поэтапного проведения инициатив ведущих ТНК через советы директоров их партнеров. Поэтому следует знать, что автозаводы стран СНГ без передачи хотя бы части управленческого контроля ведущих европейских производителей серьезно интересовать не будут: им не нужны долгосрочные равноправные партнеры. С другой же стороны, именно стратегическое сотрудничество с ведущими автомобилестроительными ТНК способно вывести автозаводы стран СНГ на качественно новый уровень конкурентоспособности, решить проблемы с финансированием технических и коммерческих проектов, обеспечить выход и закрепление на новых товарных и географических сегментах мирового автомобильного рынка. К тому же вряд ли можно рассчитывать на достижение значимых конкурентных преимуществ в глобальной отрасли, ограничиваясь более-менее прочными позициями на временно защищенных протекционистскими мерами сегментах национального рынка.

В то же время следует иметь в виду и то, что в очень многих странах мира растет спрос на перевозки грузов автомобильным транспортом. И хотя корпорации ЕС контролируют продажи грузовых АТС в Западной и Центрально-Восточной Европе, Северной Америке и, в некоторой степени, в Юго-Восточной Азии, растущие рынки Китая, Индии, арабского мира, Латинской Америки, Африки пока еще не насыщены: в этих регионах низок платежеспособный спрос, но велика потребность в грузовом автотранспорте, высока оборачиваемость средств. Вот почему освоение данных рынков ведущими корпорациями — вопрос ближайшего будущего. И именно это обстоятельство может быть положено в основу сбытовой кооперации автозаводов стран СНГ с зарубежными партнерами. Ключевые факторы, обуславливающие развитие сотрудничества, — глобализация сбыта, расширение номенклатуры продаж, снижение трансакционных издержек, совместное проведение глобального рискмониторинга и разделение коммерческих рисков. Однако при реализации данного направления крайне важно не ошибиться в выборе стратегического партнера. Для чего каждому автозаводу следует провести маркетинговый мониторинг состояния товаропроводящих и сервисных сетей европейских корпораций и найти точки соприкосновения с потенциальным партнером таким образом, чтобы взаимодополняющее проникновение закрыло максимальное число товарных и ценовых сегментов выбранных рынков. И если форму организации сотрудничества и степень интеграции, скорее всего, будет инициировать зарубежный партнер, то в выборе самого партнера на сегодняшний день пока еще могут и должны проявить активность отечественные предприятия.

2. Для автозаводов стран СНГ, учитывая накопленный многолетний опыт, наличие квалифицированной рабочей силы и резервных производственных мощностей, достаточно эффективной в среднесрочной, а возможно, и долгосрочной перспективе, может стать и производственно-технологическая кооперация. И прежде

всего — путем включения автозавода в технологическую цепочку стратегического партнера (а возможно, и группы партнеров), т. е. организация выпуска отдельных узлов, агрегатов или даже их компонентов для его моделей автомобильной техники на своих производственных мощностях. При выборе подобного направления целесообразно расчленить всю технологическую цепочку на отдельные блоки, узлы и агрегаты и провести сравнительный анализ издержек их производства у каждого из партнеров. И затем выбрать те из них, издержки по которым у отечественных автозаводов были бы минимальными. В результате определенные компоненты не производились бы больше в разных местах с разными затратами, а переносились туда, где издержки меньше. При этом, поскольку объем производства в более благоприятном месте, как правило, возрастает, снижение средней стоимости единицы продукции могло бы быть достигнуто и за счет экономии на увеличении масштабов производства. И, таким образом, экономия на масштабах и рационализация производства выразились бы в снижении средних затрат при увеличении объемов выпуска продукции, а также в снижении затрат через использование относительных преимуществ каждого из партнеров.

Включение в технологическую цепочку стратегического партнера позволило бы автозаводам увеличить загрузку мощностей, повысить коэффициенты использования производственных фондов. Кроме того, совместная работа по производству компонентов для уже выпускаемых, известных рынку моделей автомобилей могла бы стать предпосылкой для дальнейшего расширения сфер сотрудничества (например, для совместной разработки, производства и сбыта новых моделей).

Подобное сотрудничество потребует от отечественных предприятий постоянного повышения качества производимых узлов и/или их компонентов, что в перспективе могло бы привести и к увеличению доли сертифицированного по мировым стандартам оборудования, создало бы хорошие предпосылки для обновления и других производственно-технических цепочек.

В заключение хотелось бы отметить, что детальная разработка и осуществление как сформулированных выше, так и иных возможных стратегий сотрудничества потребует от каждого предприятия изменения системы менеджмента, повышения роли службы маркетинга в иерархии принимаемых управленческих решений. Разработка подобных стратегий — дело чести для любого отечественного автозавода, хотя вполне возможно, что уже в среднесрочной (3—5 лет) перспективе это будут делать преимущественно зарубежные автомобильные ТНК (новые владельцы предприятий) исходя из своих собственных прагматических интересов.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Квасов А.А. — О целевых программах повышения безопасности дорожного движения в России 1

АСМ-факты 2

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Москвин Р.К. — Автомобили УАЗ-3163 3

Климук А.С., Янкевич Н.С., Малейко В.И. — Система электронного управления подачей топлива для двухтактного мотоциклетного двигателя 5

Белогуб А.В., Стрибуль А.С. — Новые поршни для семейства двигателей МеМЗ 7

Николаев Ю.И., Гринюк В.С., Стаскевич С.Г. — Перспективное семейство гидромеханических передач 10

Овсянников Е.М., Балясников Е.С. — Алгоритм управления электрогидравлической тормозной системой АТС 12

Санкин Ю.Н., Гурьянов М.В. — Переходные процессы в курсовом движении автомобиля при боковом ветре 15

Чихладзе Э.Д., Лобяк А.В., Кислов А.Г., Лысяков И.Н. — Компьютерная модель колеса 18

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Палагута К.А., Кузнецов А.В. — Система диагностирования впрыскового ДВС по его скоростным характеристикам 21

Бегишев И.Р., Васюков Г.В. — О категорировании объектов хранения и технического обслуживания газобаллонных АТС 24

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Гуринович В.А., Гурченко П.С., Михлюк А.И. — Регулируемое охлаждение заготовок в процессе горячего формообразования деталей автомобиля 27

Тарасик В.П., Евсеенко И.А. — "Auto-HTM" — система автоматизированного проектирования и оценки АТС 30

Ковалев Ф.И., Королев С.П., Панфилов Э.В. — Блок цилиндров дизеля КамАЗ-740 из чугуна с вермикулярным графитом 33

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

Кит П.П. — Развитие европейского грузового автомобилестроения 36

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор М.Г. Джавадян

Сдано в набор 1.02.2007. Подписано в печать 19.03.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,91. Зак. 398.

Отпечатано в Подольской типографии — филиале ОАО "ЧПК"
142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.