ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 8 • август • 2007

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.511.5

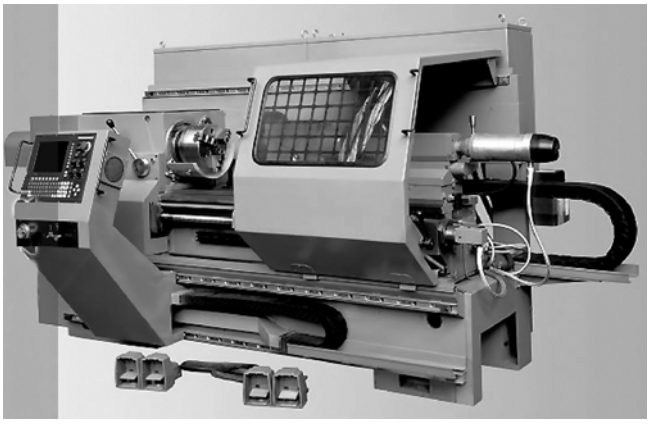
Новые тенденции и решения при создании отечественного оборудования для автомобильной промышленности

Н.П. ЮДЕНКОВ

Российская ассоциация производителей станкоинструментальной продукции ("Станкоинструмент")

Станкостроительная промышленность — лидер внедрения процессов, которые меняют организацию работы всех отраслей. Именно поэтому многие страны (Япония, Германия, Швейцария и др.) считают ее одной из ведущих отраслей и в настоящее время занимают лидирующие позиции в мировом станкостроении, т. е. в разработке и практическом внедрении передовых технологий. Но она в то же время и отрасль ведомая, работающая непосредственно на потребителя — предприятия других отраслей. Поэтому любые "сбои" у заказчика неизбежно сказываются и на станкостроении. Что, собственно, и случилось в России: переход от плановой к рыночной экономике привел к резкому спаду промышленного производства и, как следствие, крайне осложнил жизнь отечественным станкостроительным заводам.

Однако отрасль выжила. Следуя мировым тенденциям в создании металлообрабатывающего оборудования, российские заводы постепенно начали изготовлять принципиально новое металлообрабатывающее оборудование, конкурентоспособное по отношению к аналогичному оборудованию зарубежных производителей. Среди таких тенденций, взятых на вооружение отечественными станкостроителями, модульный принцип построения, позволяющий в кратчайшие сроки и с наименьшими затратами обеспечить выпуск специальных станков для быстрого удовлетворения нужд заказчика; повышение уровня автоматизации станков за счет применения современных сверхбыстродействующих устройств ЧПУ, систем оптического распознавания объектов (техническое зрение) и информационных систем, а также их производительности путем использования прогрессивных комплектующих изделий (направляющие, цифровые следящие приводы, в том числе линейные, быстродействующие устройства автоматической смены инструмента и заготовок, мехатронные модули, роботы и др.), вспомогательного и режущего инструмента, способствующего внедрению новейших технологий, "дружелюбных" по отношению к пользователю систем ЧПУ; высокая степень концентрации различных технологических операций в одном обрабатывающем центре: токарно-сверлильно-фрезерно-расточные-лазерные-зуборезные, сверлильно-фрезерно-расточные, лазерные комплексы в сочетании с механической обработкой, оборудование для обработки листа (рихтовка, резка, изгиб и т. п.) и др.; лазерные измерительные системы для корректирования траектории движения инструмента с целью повышения точности обработки; улучшение потребительских свойств оборудования — его надежности, точности, обеспечения сервисного обслуживания, комплексной поставки технологий; оказание услуг через сеть Интернет; мониторинг станков, их диагностика на расстоянии и "самоисцеление"; способность станка изготовлять деталь за один установ и обрабатывать нетрадиционные материалы (керамику, композиты, сэндвичи и т. п.); выполне-



Токарно-винторезный станок с ЧПУ (мод. 16Р25РФ3, 16Р30РФ3, 16Р40РФ3), ОАО "Рязанский станкостроительный завод"

ние инструментов из новых материалов; внедрение интеллектуальных станочных систем и т. д. В результате предприятия "Станкоинструмента" сегодня могут предложить многим отраслям, в том числе автомобильной промышленности, широкий спектр новейшего автоматизированного высокопроизводительного оборудования.

Например, станки токарной группы, которые постоянно совершенствуются и приобретают новые функции. Как правило, они оснащены отечественной или, по требованию заказчика, импортной системой ЧПУ, могут иметь стальную, чугунную станину или выполненную из полимербетона либо синтеграна. Многие из них оснащены внеосевым инструментом для сверления, фрезерования и осуществления других операций, вторым шпинделем, позволяющим производить перехват заготовки для ее окончательной обработки, а некоторые — устройствами для нарезания и долбления зубчатых венцов, а также изготовления червячных пар. Все они работают современным режущим инструментом и могут выполнять "сухое" резание и твердое точение закаленных сталей. Новейшие станки, как уже упоминалось, позволяют получить высокоточную готовую деталь за один установ.

То есть они многооперационные, имеющие, как правило, четырех—шестикоординатную систему ЧПУ, магазин со сменным инструментом.

В программе заводов, выпускающих зуборезные станки, тоже произошли серьезнейшие изменения.

Станок вертикальный токарный двухшпиндельный с ЧПУ (мод. 450VT)

Токарный станок с ЧПУ высокой точности (мод. 160НТ), Стерлитамакский станкозавод

Станок токарно-сферохонинговальный специальный с ЧПУ (МК6743Ф3), завод "Красный Пролетарий"

Так, егорьевский завод "Комсомолец" и Саратовский завод тяжелых зуборезных станков начали выпуск зуборезного оборудования с ЧПУ.

Прецизионные координатно-расточные станки производят "МЗКРС" и "Стан-Самара". На этих станках можно выполнять, кроме обработки по координатам, нарезание резьбы, чистовое фрезерование поверхностей торцевыми или концевыми фрезами, подрезку торцов, разметку и контроль линейных размеров на деталях. Поворотные и глобусные столы, поставляемые со станками, дают возможность обрабатывать отверстия, заданные в полярной системе координат, а также взаимно перпендикулярные и наклонные отверстия и плоскости.

Московский завод автоматических линий и специальных станков предлагает широкую номенклатуру шлифовальных станков и автоматических линий, которые могут найти применение при производстве подшипников и других комплектующих, в том числе деталей ДВС автомобилей (гильз цилиндров, поршней, клапанов, седел, толкателей, направляющих втулок клапанов, прецизионных болтов, поршневых колец), элементов ШРУСов, гидроусилителя руля и т. д.

Завод "Станкоагрегат", бывший основным поставщиком автоматических линий для автотракторной промышленности, разработал с учетом современных тенденций гибкие переналаживаемые модули, на основе которых можно строить гибкие автоматические линии, а Стерлитамакский станкозавод изготовил гибкую автоматическую линию, состоящую из обрабатывающих центров собственного производства, которая предназначена для изготовления головки блока лицензионного дизеля фирмы "Штайер", устанавливаемого на автомобили ГАЗ.

Кузнечно-прессовое оборудование заводов "Станкоинструмента" способно обеспечить всю номенклатуру изделий автомобильной промышленности страны. В его составе — имеющие различную, от ручного управления до систем ЧПУ, степень автоматизации пресса для горячей и холодной штамповки листовых и штучных заготовок, вулканизации резинотехнических изделий, навивки пружин, молоты и др. Это оборудование можно объединять в автоматические линии.

Кроме того, для обработки листовых материалов есть отечественные высечные пресса, а также станки

для раскроя материалов с помощью лазерного луча, плазмы или струей воды.

Созданы и выпускаются уникальные средства контроля прецизионных зубчатых колес, универсальные приборы и инструменты с цифровым электронным отсчетом, приборы активного контроля и подналадки для всех видов финишного станочного оборудования, приборы для контроля резьб, средства контроля деталей компрессоров, подшипников, нагрузочные устройства для испытательного оборудования, измерительные системы, ряд специализированных приборов по техническим требованиям заказчиков.

Инструментальные заводы отрасли по чертежам заказчика изготовляют штампы, пресс-формы, режущий, специальный и контрольный инструменты, различные приспособления и оснастку, делают единичные инструменты и небольшие их партии. В том числе нанесением защитного покрытия из нитридов титана и хрома.

В связи с тем что многие предприятия автомобильной промышленности не имеют достаточно средств для закупок нового оборудования, "Станкоинструмент" на своих заводах наладил ремонт и глубокую модернизацию бывшего в употреблении станочного парка: меняются приводы, направляющие, электрооборудование и т. д., устанавливаются современные системы ЧПУ, что позволяет обеспечить реставрированным станкам по точности и производительности уровень станков современных, но за меньшую цену. Для этой цели в "Станкоинструменте" создано специальное отделение, объединяющее 22 ремонтных завода бывшего Минстанкопрома СССР, и образована корпорация НП "МиР" ("Модернизация и Ремонт").

Создаются и региональные технологические центры. Причем, как правило, по согласованию и прямой поддержке администраций и правительств областей, краев и республик. Их задача — техническое переоснащение на базе современных технологий существующего парка металлообрабатывающего оборудования предприятий высокопроизводительным наукоемким оборудованием.

Кроме того, с целью решения финансовых проблем при изготовлении оборудования и его реализации заказчикам "Станкоинструментом" проработано несколько вариантов организационного плана.

1. Лизинг. Член "Станкоинструмента", фирма "Машлизинг", оказывает лизинговые услуги при приобретении металлообрабатывающего оборудования, а некоторые предприятия отрасли, например, Стерлитамакский станкозавод, создали собственные лизинговые фирмы для этой же цели.

Токарный станок с ЧПУ (мод. 16А20БФ3)

Координатно-расточный станок (мод. 2440СФ4 и 2440СМФ4), ЗАО "Стан-Самара"

Зубообрабатывающий станок 5—6 степени точности (мод. 53А32Ф6, 53А50МФ6, 53А80Ф6), ОАО "Егорьевский станкостроительный завод"

2. Кредиты. "Станкоинструмент" заключил соглашения с несколькими банками, в том числе с "Российским банком развития", о предоставлении предприятиям-заказчикам долговременных кредитов на приобретение станочного оборудования на льготных условиях.

3. Взаимодействие с администрациями регионов. "Станкоинструмент" имеет соглашения с 15 регионами России о сотрудничестве. В рамках этих соглашений региональные технологические центры могут с помощью администраций получать льготы, в том числе финансовые.

В заключение нужно сказать, что "Станкоинструмент" крайне заинтересован в работе с предприятиями автомобильной промышленности и считает свое участие в мероприятиях, проводимых "Автосельхозмашхолдингом" и другими объединениями производителей автомобильной техники, тракторов, сельхозмашин и автокомпонентов, важнейшим шагом, направленным на взаимовыгодное сотрудничество.

УДК 629.113.004.42

Элементы автотранспортного комплекса и их воздействие на окружающую среду

Канд. техн. наук Е.П. ЯСЕНКОВ

Братский ГУ

К концу XX века в Российской Федерации создан и в целом успешно функционирует современный транспортный комплекс, обеспечивающий ее территориальную целостность и национальную безопасность. Ключевую роль в его развитии играет автомобильный транспорт: по данным Министерства транспорта РФ, вклад автомобильного транспорта в перевозки грузов составляет 75—77 %, пассажиров (без учета личных легковых автомобилей) — 53—55 %. Почему — очевидно: автотранспорт обладает такими важнейшими преимуществами, как мобильность, способность доставлять грузы и пассажиров "от двери до двери" и "точно вовремя".

Но наряду с преимуществами, которые обеспечивает обществу развитый автотранспортный комплекс, его прогресс сопровождается, к сожалению, и негативным воздействием на окружающую среду и человека. Поэтому ученые и специалисты всего мира усиленно ищут пути и средства снижения отрицательных последствий автомобилизации. Однако единого подхода к данной проблеме у них, как показывает анализ, до сих пор нет.

Например, в научной и специальной технической литературе нет даже однозначного толкования термина "автотранспортный комплекс", а также общепринятого перечня всех его составляющих и структуры. Что, естественно, не позволяет всесторонне и системно оценить степень негативного воздействия на окружающую среду при эксплуатации элементов автотранспортного комплекса.

Так, В.Н. Луканин, Ю.В. Трофименко, Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов, В.Г. Коваленко, В.С. Лукинский, В.В. Амбарцумян, Г.А. Федотов, В.И. Федоров, В.Ф. Бабков, М.В. Немчинов и многие другие российские ученые к источникам загрязнения окружающей среды автотранспортным комплексом большого города относят: автомобили в движении; производственно-техническую базу — автостоянки, автотранспортные предприятия, гаражно-строительные кооперативы, станции технического обслуживания автомобилей, автозаправочные станции, а также автомобильные дороги и инженерные сооружения (мосты, путепроводы), т. е., по сути, только технические объекты. По мнению ученых, вредное воздействие АТК на окружающую среду заключается в ее негативном изменении в результате попадания в атмосферный воздух, воду, почву токсичных компонентов отработавших газов, продуктов изнашивания деталей, дорожного полотна, отходов производственно-эксплуатационной деятельности, образующихся при движении, в процессах погрузочно-разгрузочных работ, заправки, мойки, хранения, технического обслуживания и ремонта автомобилей. В то же время федеральный закон "Об охране окружающей среды", который подготовлен, разумеется, не без участия ученых и специалистов, к негативным воздействиям на окружающую среду относит: выбросы в атмосферный воздух загрязняющих и иных веществ; сбросы загрязняющих, иных веществ и микроорганизмов в поверхностные, подземные водные объекты и на водосборные площади; загрязнение недр, почв; размещение отходов производства и потребления; повышенный шум, влияние тепловых, электромагнитных, ионизирующих и других видов физических воздействий. То есть закон рассматривает проблему значительно шире, чем авторы публикаций. Однако и он не затрагивает аспекты взаимодействия некоторых элементов автотранспортного комплекса с окружающей средой.

Первый из таких элементов — непрерывно растущий автомобильный парк: в настоящее время в мире эксплуатируется более 800 млн автомобилей, в Европе — свыше 100 млн, в России — 33,4 млн. Из них 83—85 % составляют легковые автомобили и 15—17 % — грузовые и автобусы. Ежегодное производство легковых автомобилей в мире за последние 50 лет увеличилось в 5,5 раза и, например, в 2002 г. составило 60 млн ед., в том числе в странах ЕС — 16,9 млн. При этом рост объемов выпуска АТС продолжается. В результате они ежегодно потребляют 2,1 млрд т топлива и выбрасывают в атмосферу ~700 млн т вредных веществ, т. е. 1,3 т/год на один среднестатистический автомобиль. Поэтому и доля автомобильного транспорта в общем загрязнении атмосферы в развитых странах достигала в среднем 45—50 %, России — 40, городах — 50—60, мегаполисах — до 85—90 %. А если взять загрязнения, вносимые всеми видами транспорта, то они у нас распределяются следующим образом: автомобильный — 85,0 %, морской и речной — 5,3, воздушный — 3,7, железнодорожный — 3,5, сельскохозяйственный — 2,5 %.

Вторым элементом АТК является производственно-техническая база (ПТБ), включающая в себя: грузовые терминалы; автовокзалы; автозаправочные станции; автостоянки; гаражно-строительные кооперативы; автомойки; автотранспортные предприятия; станции технического обслуживания автомобилей и другие технические объекты, предназначенные для погрузочно-разгрузочных работ, перевозки пассажиров, заправки, хранения, мойки, технического обслуживании и ремонта АТС.

Третий элемент АТК — автомобильные дороги, представляющие собой один из важнейших объектов транспортно-коммуникационной инфраструктуры.

Транспортная сеть дает, наряду с преимуществами, также и существенное отрицательное воздействие на окружающую среду. Причем воздействие многогранное: отчуждение земель, загрязнение придорожной территории (свинец, тяжелые металлы, отходы АТК), канцерогенные выбросы асфальтобетонных заводов и строительно-дорожных машин, невысокое качество дорог и состояния их покрытия, являющиеся причиной многочисленных ДТП, и т. д. И здесь Россия тоже "лидирует".

Так, если взять 2002 г., то в мире протяженность автомобильных дорог с твердым покрытием составляла 12 млн км, что в 1,36 раза больше суммарной протяжен-

ности (8,8 млн км) всех других видов транспортной сети (воздушные линии — 5,6 млн км, железные дороги — 1,5 млн, магистральные трубопроводы — около 1,1 млн, внутренние водные пути — более 0,6 млн км). Протяженность же автомобильных дорог Российской Федерации была равна 910—920 тыс. км, из которых лишь 750 тыс. км — с твердым покрытием. Причем основная их часть (более 80 %) — второй, третьей и четвертой категории, свыше трети нуждались в реконструкции. По оценкам же специалистов, экономические и социальные потребности страны требуют увеличения дорожной сети до 1500 тыс. км, т. е. на 600 тыс. км больше. Нетрудно подсчитать, что при нынешнем среднем темпе строительства (~6 тыс. км в год) эта задача может быть решена не менее чем через 100 лет. В итоге сейчас дорог с твердым покрытием и круглогодичной связи с внешним миром не имеют 29 тыс. городов и поселков, в которых проживает более 10 млн человек, а низкий технический уровень имеющихся дорог обусловливает увеличение себестоимости перевозок в 1,5 раза, расхода топлива на 30 % по отношению к аналогичным показателям развитых зарубежных стран.

В нашей стране плотность автодорог с твердым покрытием на 1 тыс. км^2 площади территории за 10 лет повысилась с 38 до 44 км. Для сравнения: данный показатель в Финляндии составляет 230 км, США — 600, Германии — 1800 км. Второй показатель — протяженность автомобильных дорог на 1 тыс. населения: в России он равен 5 км, в Финляндии — 10, в США — 13 км. Поэтому по существующим в России автомобильным дорогам грузы перемещают со средней скоростью 300 км в сутки, в Европе — более 1000 км.

Не лучше обстоят дела и в городах: их дорожно-транспортная инфраструктура фактически соответствует уровню 60—100 автомобилей на 1 тыс. жителей, в то время как современный уровень уже превысил 200 автомобилей на 1 тыс. населения. Следствие такого положения общеизвестно: ухудшение условий движения, заторы, увеличение расхода топлива, неблагоприятная экологическая обстановка и рост числа ДТП (их в городах и населенных пунктах происходит более 70 %).

Быстрое увеличение численности автомобильного парка, недостаточное количество современных автомобильных дорог и ПТБ неизбежно сопровождается ростом числа ДТП и числа погибших и раненых в авариях людей. По данным ООН (1998 г.), ежегодно в автомобильных авариях в мире погибает около 300 тыс. человек и ~10 млн получают телесные повреждения, а национальный совет по безопасности движения США отмечает, что ущерб от ДТП в этой стране в том же 1998 г. составил 50 млрд долл. в год. В Германии ежегодные потери от аварий автотранспорта достигли 14—15 млрд марок. И надо сказать, что за прошедшие с тех пор восемь лет положение не очень-то изменилось. Например, в нашей стране за 2004 г. произошло свыше 208 тыс. ДТП, в которых погибли 34,5 тыс. человек. То есть по сравнению с 1997 г. число погибших возросло на 28 %. Причем более четверти из них — люди наиболее трудоспособного возраста (26—40 лет). Хуже того, в России число ДТП на 1 тыс. автомобилей в 7—10 раз выше, чем в Германии, США, Франции, Японии и других экономически развитых странах. Автомобильные аварии за последние четыре года нанесли экономике России ущерб, который составил 2,5 % ВВП страны (например, только в 2004 г. ущерб был равен 369 млрд руб., в том числе в результате гибели и ранения людей — 228 млрд руб.).

Таким образом, с ростом автопарка снижается экологическая и дорожная безопасность — основные компоненты эксплуатационной безопасности АТК. Поэтому их нельзя рассматривать раздельно, как это делают многие ученые.

Из теории жизненного цикла следует, что каждый из перечисленных выше технических элементов автотранспортного комплекса (автомобиль, производственно-техническая база, дорога) проходит последовательные (взаимосвязанные) стадии продукционной системы, начиная с приобретения сырья или разработки природных ресурсов до утилизации продукции. Но главное, на что необходимо обратить особое внимание, — три основные стадии функционирования данной системы: проектирование (конструирование), изготовление и практическая эксплуатация АТС.

Что касается тенденции перспективного развития новых автотранспортных объектов в Российской Федерации на этапах проектирования и изготовления, то они достаточно подробно изучены многими учеными и изложены в соответствующих государственных документах — "Концепции развития автомобильной промышленности России" до 2010 г.; целевой программе "Повышение безопасности дорожного движения в 2006—2012 гг."; подпрограмме "Автомобильные дороги" федеральной целевой программы "Модернизация транспортной системы России" (2002—2010 гг.) и др. Интеграция России в европейское и мировое экономические сообщества, расширяющиеся международные перевозки существенно повысили требования к экологической и дорожной безопасности, экономическим и другим показателям при сертификации новой отечественной автомобильной техники для обеспечения их поэтапного приближения к европейским нормам. Тем более что в странах ЕС приняты более жесткие экологические нормы ЕЭК ООН ("Евро-2"—"Евро-4"). Однако ни этим нормам, ни более мягким Правилам № 19 "Проведение работ в системе сертификации механических ТС и прицепов" не соответствует большинство новых и уже эксплуатируемых российских автотранспортных средств.

Третья стадия, практическая эксплуатация АТС, включает: перевозку грузов и пассажиров (коммерческая эксплуатация); восстановление и поддержание работоспособности автотранспортных объектов во время проведения плановых ТО и выполнения их ремонтов по потребности силами инженерно-технической службы (техническая эксплуатация). И здесь у нас положение еще хуже, чем на первых двух стадиях. Российский автопарк имеет явную тенденцию к старению: доля автомобилей старше 10 лет составляет 51 %, еще 30 % имеют "возраст" от 5 до 10 лет и только 19 % — моложе 5 лет. То есть ~60 % АТС — морально и технически устаревшие автомобили с карбюраторными двигателями, выпускаемые с 1970—1980-х годов. (Для сравнения: в 2000 г. средний возраст европейского автомобиля составлял четыре года.) О недостаточном

количестве и низком качестве отечественных автомобильных дорог было сказано выше.

Автор данной статьи убежден, что для снижения негативного воздействия АТК на окружающую среду и человека, т. е. повышения его эксплуатационной (дорожной и экологической) безопасности, термин "автотранспортный комплекс" должен быть дополнен еще как минимум тремя социально-организационными элементами — "участники дорожного движения", "организация дорожного движения", "государственная инспекция безопасности дорожного движения".

Следовательно, четвертый элемент АТК — участник дорожного движения, т. е. лицо, принимающее непосредственное участие в процессе движения в качестве водителя, пешехода, пассажира транспортного средства.

Пятый элемент АТК — организация дорожного движения, под которой понимают весь комплекс деятельности, направленный на обеспечение оптимальной скорости и безопасности дорожного движения. Этот комплекс необходим для рассмотрения и решения проблем дорожного движения на трех различных уровнях: общегосударственном (законодательные акты по дорожному движению, регулирование масштабов автомобилизации и т. д.); ведомственном (развитие пассажирского городского транспорта, подготовка водителей и т. п.) и на уровне инженерных служб (исследование состояния дорожного движения, внедрение и содержание технических средств регулирования дорожного движения и прочее).

В качестве шестого элемента АТК следует назвать Государственную инспекцию безопасности дорожного движения, главной задачей которой является совершенствование организации дорожного движения с целью обеспечения его безопасности и повышения эффективности использования автомототранспортных средств. Основными направлениями деятельности ГИБДД являются: регулирование движения транспорта и пешеходов на улицах и дорогах и надзор за дорожным движением; контроль за содержанием автомобильных дорог, дорожных сооружений и железнодорожных переездов; надзор за техническим состоянием находящихся в эксплуатации АТС; учет ДТП, анализ их причин и условий возникновения и т. д.

Таким образом, в настоящее время в России существует серьезная проблема негативного воздействия на окружающую среду элементов автотранспортного комплекса, уже находящихся на этапе практической эксплуатации. И ее нужно решать. Причем особенно интенсивно — в тех городах и регионах страны, где уже сегодня число АТС очень велико (Москва, Санкт-Петербург, Новосибирск) или практически нет современных дорог (Сибирь и Дальний Восток), но в большом количестве присутствуют промышленные предприятия, существенно загрязняющие окружающую среду (Урал, Сибирь).

АСМ-факты

•

В рамках традиционных автомобильных выставок, проходящих в конце лета в московском выставочном центре "Крокус-Экспо", запланирован ряд мероприятий для руководителей и специалистов автомобильной промышленности.

Объединение автопроизводителей России, Национальная ассоциация производителей автокомпонентов и ОАО "Автосельхозмашхолдинг" при содействии Минэкономразвития и Минпромэнерго России проводят 31 августа 2007 г. в рамках Международной автомобильной выставки "Интеравто-2007" традиционный "Автомобильный форум".

Тема форума: "Российский автопром: стратегия и потенциал интеграции". Предметом обсуждения станут государственная политика в сфере автомобильной промышленности, проблемы регионального развития автомобилестроения России, основные направления совершенствования производства автотранспортных средств и автокомпонентов Цель форума — углубленный анализ современных тенденций развития автомобилестроения России; оценка эффективности действий региональных и федеральных органов исполнительной власти и решений правительства, направленных на поддержку отечественных автопроизводителей и развитие интеграционных процессов; обнародование планов основных российских производителей, занятых в сфере автомобилестроения, в связи с предстоящим вступлением России в ВТО; определение наиболее эффективных путей привлечения инвестиций в развитие автомобильной промышленности России и ускорения ее интеграции в мировой автопром. С докладами на форуме выступят руководители федеральных и региональных органов исполнительной власти, предприятий-изготовителей автомобильной техники и автокомпонентов, представители зарубежных фирм, банков и инвестиционных компаний, средств массовой информации.

Кроме того, в рамках "Интеравто-2007" пройдет VI Конгресс технологов автомобилестроения, а в рамках "Автосалона-2007" — IX Международная автомобильная конференция "Двигатели для российских автомобилей". В конгрессе и конференции примут участие специалисты ведущих отраслевых НИИ и вузов, предприятий-изготовителей автомобилей, агрегатов и компонентов, а также зарубежных фирм.

•

В Смоленском автотранспортном колледже имени Е.Г. Трубицына отреставрирован автомобиль УралЗиС-355, найденный в одном из районов Смоленской области на частном дворе. Помимо рамы, на автомобиле уцелели лишь мосты, элементы двигателя, передняя часть кабины. В восстановительных работах приняли участие студенты, мастера, преподаватели и водители колледжа.

Активную поддержку им оказал Автомобильный завод "Урал": специалисты конструкторской службы предприятия предоставили техническую документацию — чертежи автомобиля, каталог запасных частей, руководство по эксплуатации. Кабину и кузов энтузиасты восстановили самостоятельно по габаритным размерам.

УралЗиС-355 выпускался на Уральском автомобильном заводе с февраля 1956 г. В модели были применены многие узлы шасси с опытного УралЗиС-353. Номер "355" был присвоен по индексу двигателя: автомобиль оснащался усовершенствованным агрегатом мощностью 85 л. с. с измененными кривошипно-шатунным механизмом, системой питания и системой смазки. (В результате модернизации контрольный расход топлива уменьшился с 29 до 27 л на 100 км, а максимальная скорость возросла до 70 км/ч.) Автомобиль получил рулевое управление "типа ГАЗ-51", 12-вольтовую систему электрооборудования, усиленный передний мост.

В настоящий момент восстановленный УралЗиС-355 технически исправен, и уже совершает пробные поездки по смоленским дорогам.

•

Ведущий поставщик продукции, услуг и комплексных решений для модернизации ключевых отраслей промышленности — отделение "Техника автоматизации и приводы" концерна "Сименс" — показал в Москве мобильную выставку современных технологий автоматизации "Эксидердом", развернутую на территории ЦВК "Экспоцентр".

Конструкция из 50 контейнеров была смонтирована на территории более 1000 м^2. На двух этажах разместились восемь выставочных залов, зал для демонстрации мультимедийного шоу, помещения для семинаров, встреч и переговоров. В выставочных залах представлено более 137 000 продуктов, разработанных за последние несколько лет концерном "Сименс" для различных отраслей экономики. "Эксидердом" оснащен более 60 демонстрационными компьютерами, 150 плазменными экранами, пятью HD-проекторами и др.

Посетителям демонстрировалось мультимедийное шоу на 34-метровом экране, представившее все новейшие разработки и достижения концерна "Сименс". Центральное место заняла презентация решений для различных отраслей промышленности, в том числе для автомобилестроения, производства пищевых продуктов и напитков, химической и нефтехимической промышленности. На выставке также были представлены решения для металлургической, газовой, нефтегазовой, аэрокосмической, целлюлозно-бумажной и стекольной индустрий.

УДК 662.6/8

Биотоплива для дизелей: впрыскивание и распыление[1]

Доктора техн. наук В.А. МАРКОВ и С.Н. ДЕВЯНИН,
Д.А. КОРШУНОВ, О.В. ДРОБЫШЕВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана,
МГАУ имени В.П. Горячкина, АЗПИ

Испытания дизеля Д-245.12С с распылителями АЗПИ и "Моторпаль" проводились на смесевом биотопливе, содержащем 80 % (по объему) дизельного топлива и 20 % рапсового масла. Выполняли их на моторном стенде ЗИЛа. При этом дизель работал на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил № 49 ЕЭК ООН ("Евро-2") с установочным углом опережения впрыскивания, равным 13° п. к. в., и неизменным положением упора дозирующей рейки ТНВД (упор максимальной подачи топлива).

Испытания дали следующие результаты (рис. 3): на режимах с пониженной ($n < 2000$ мин$^{-1}$) частотой вращения коленчатого вала при распылителях "Моторпаль" расход топлива $G_т$ получился выше, а при распылителях АЗПИ — ниже; на более высоких частотах, наоборот, меньший расход топлива дали распылители "Моторпаль".

Противоположная тенденция отмечена по характеристикам эффективного крутящего момента двигателя: на режимах низкой частоты вращения ($n < 1600$ мин$^{-1}$) большие значения M_e получены с распылителями "Моторпаль", а на режимах повышенной частоты вращения ($n > 1600$ мин$^{-1}$) — с распылителями АЗПИ. Причем замена распылителей "Моторпаль" на распылители АЗПИ приводила к увеличению эффективного крутящего момента M_e на номинальном режиме ($n = 2400$ мин$^{-1}$) с 311 до 339 Н · м (с 31,7 до 34,6 кгс · м). При частоте же вращения, соответствующей режиму максимального крутящего момента ($n = 1500$ мин$^{-1}$), оба типа распылителей обеспечивали примерно одинаковые значения M_e: первый — $M_e = 364$ Н · м (36,9 кгс · м), второй — $M_e = 358$ Н · м (36,5 кгс · м).

Далее. На большинстве скоростных режимов двигателя замена распылителей не приводила к значительному изменению коэффициента избытка воздуха. Лишь на номинальном режиме ($n = 2400$ мин$^{-1}$) она сопровождалась снижением данного коэффициента с 2,21 при распылителе "Моторпаль" до 1,98 при распылителе АЗПИ. Однако это снижение не приводило к заметному изменению показателей топливной экономичности. Так, удельный эффективный расход топлива (g_e) на номинальном режиме оказался равным соответственно 255,1 и 253,45 г/(кВт · ч), или 187,5 и 186,4 г/(л.с. · ч). При этом следует отметить, что во всем диапазоне исследованных скоростных режимов распылители АЗПИ обеспечивали меньший удельный эффективный расход топлива, чем распылитель "Моторпаль". В частности, на режиме максимального крутящего момента g_e снизился с 231,8 до 225,5 г/(кВт · ч) (со 170,4 до 165,8 г/(л.с. · ч). Причина — ухудшение качества смесеобразования при использовании распылителей АЗПИ.

Второй положительный эффект, обусловленный распылителями АЗПИ, — некоторое снижение дымности (K_x) отработавших газов дизеля. Правда, на пониженных ($n < 1400$ мин$^{-1}$) скоростных режимах оба типа распылителей обеспечивают примерно одинаковую дымность, а при частотах более 1400 мин$^{-1}$ отмечено некоторое преимущество распылителей АЗПИ. Например, на режиме максимального крутящего момента дымность сократилась с 16,5 до 14 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 8 до 7 %. Но нельзя не отметить, что с обоими типами распылителей дымность дизеля оказалась существенно меньше предельных значений, регламентируемых Правилами № 24-03 ЕЭК ООН.

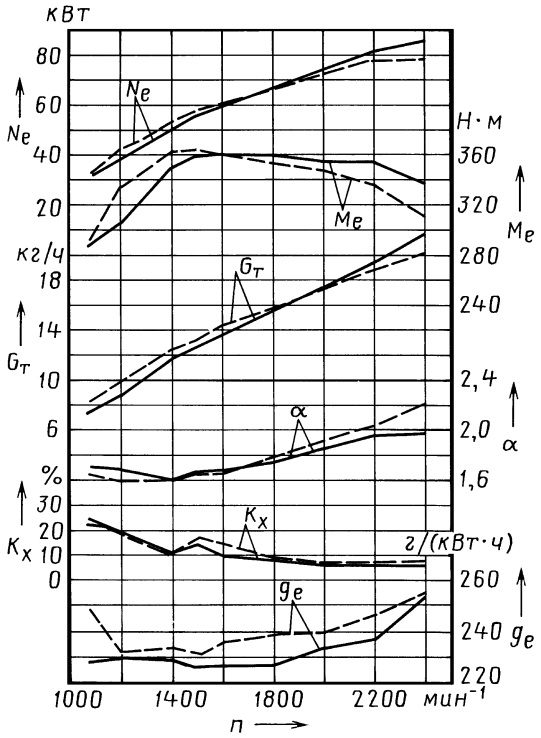


Рис. 3. Зависимость эффективной мощности, крутящего момента, часового расхода топлива, коэффициента избытка воздуха, удельного расхода топлива и дымности отработавших газов дизеля Д-245.12С от частоты вращения коленчатого вала и типа распылителя форсунок (распылитель АЗПИ — сплошные линии, распылитель "Моторпаль" — штриховые линии)

[1] Окончание. Начало см. "АП", 2007, № 7.

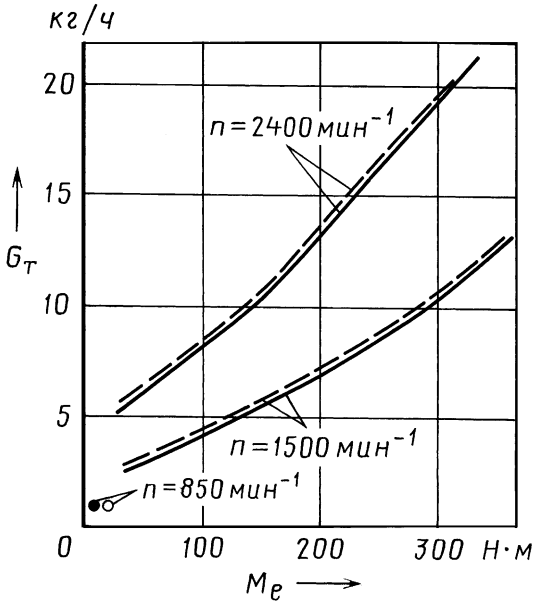


Рис. 4. Зависимость часового расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала дизеля Д-245.12С, его нагрузочного режима и типа распылителя форсунки (распылитель АЗПИ — сплошные линии, распылитель "Моторпаль" — штриховые линии)

Результаты экспериментальных исследований Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла приведены на рис. 4—7.

Так, из рис. 4 видно, что тип распылителя на часовом расходе $G_т$ топлива во всем диапазоне исследованных нагрузочных режимов сказывается незначительно. Например, замена распылителей "Моторпаль" распылителями АЗПИ на режиме холостого хода при n = 850 мин$^{-1}$ уменьшает часовой расход топлива с 0,89 идо 0,86 кг/ч, на режиме максимального крутящего момента — с 13,24 (при M_e = 365,0 Н · м) до 13,00 кг/ч (при M_e = 359,2 Н · м), на режиме максимальной мощности — с 20,1 (при M_e = 312,1 Н · м) до 21,56 кг/ч (при M_e = 336 Н · м).

Но на концентрацию вредных веществ в отработавших газах тип распылителя влияет заметно больше. Но по-разному. Например, при переходе от распылителей "Моторпаль" к распылителям АЗПИ содержание оксидов азота (рис. 5) на режиме холостого хода при n = 850 мин$^{-1}$ не изменяется и составляет 180 · 10^{-4} %, на режиме максимального крутящего момента увеличивается с 77 · 10^{-4} до 900 · 10^{-4} %, а на режиме максимальной мощности — с 650 · 10^{-4} до 870 · 10^{-4} %. Причем максимальные значения содержания оксидов азота отмечены на режиме с минимальным удельным эффективным расходом топлива: при работе на режиме с n = 1500 мин$^{-1}$ и M_e = 275,2 Н · м с распылителями "Моторпаль" данный расход оказался равным g_e = 222,2 г/(кВт · ч), или 163,4 г/(л.с. · ч), концентрация оксидов азота — C_{NO_x} = 955 · 10^{-4} %, а на режиме с n = 1500 мин$^{-1}$ и M_e = 268,2 Н · м с распылителями АЗПИ эти показатели соответственно равны 219,5 г/(кВт · ч), или 161,4 г/(л. с. · ч) и 1190 · 10^{-4} %. То есть факты свидетельствуют о том, что распылители АЗПИ обеспечивают лучшее качество распыливания топлива и смесеобразования, большую эффективность процесса сгорания топлива, меньший удельный эффективный расход топлива g_e, но и большее содержание оксидов азота в отработавших газах.

Переход на распылители АЗПИ дает значительное снижение эмиссии монооксида углерода и углеводородов. Практически на всех исследованных режимах при установке распылителей АЗПИ вместо распылителей "Моторпаль" концентрация монооксида углерода снижается (рис. 6). Так, на режиме холостого хода при n = 850 мин$^{-1}$ — с 600 · 10^{-4} до 450 · 10^{-4} %,

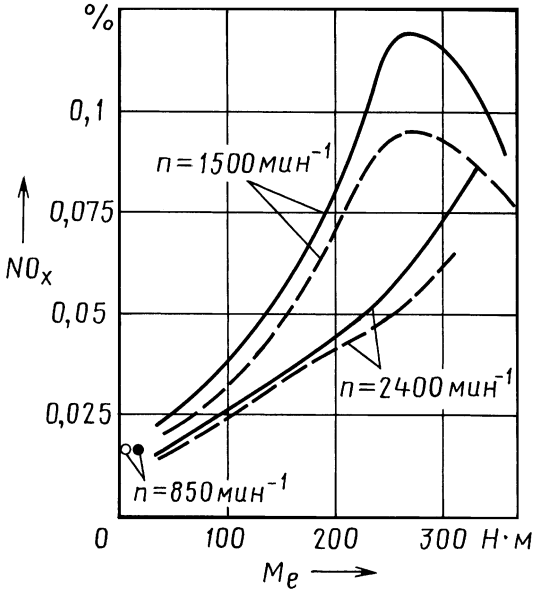


Рис. 5. Зависимость объемной концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля Д-245.12С от скоростного и нагрузочного режимов его работы, а также типа распылителей форсунок (распылитель АЗПИ — сплошные линии, распылитель "Моторпаль" — штриховые линии)

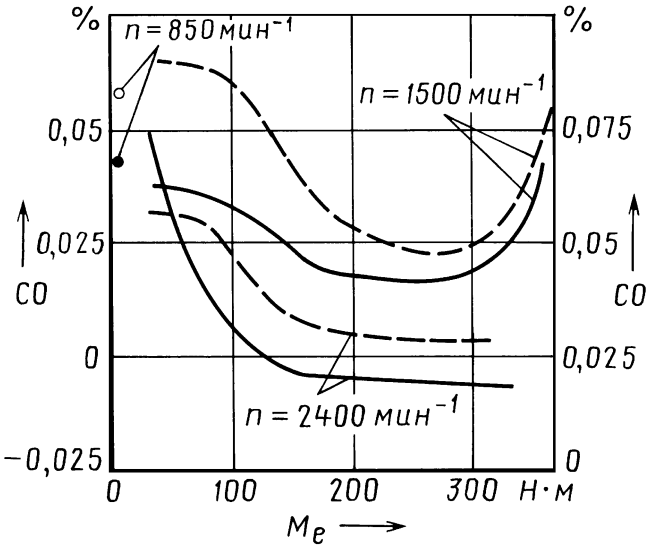


Рис. 6. Зависимость объемной концентрации монооксида углерода в отработавших газах дизеля Д-245.12С от скоростного и нагрузочного режимов его работы, а также типа распылителей форсунок (распылитель АЗПИ — сплошные линии, распылитель "Моторпаль" — штриховые линии)

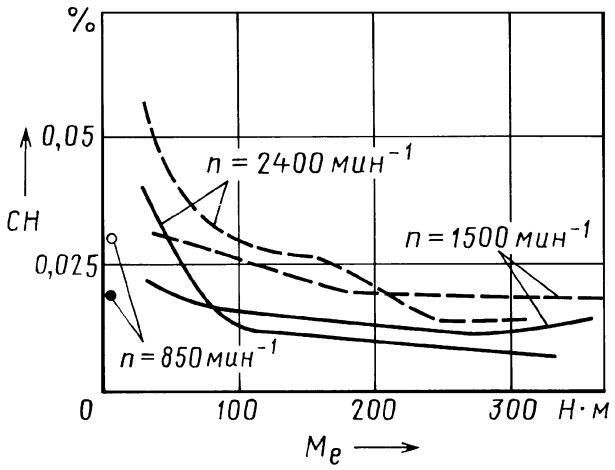


Рис. 7. Зависимость объемной концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах дизеля Д-245.12С от скоростных и нагрузочных режимов его работы, а также типа распылителя форсунок (распылитель АЗПИ — сплошные линии, распылитель "Моторпаль" — штриховые линии)

на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с $550 \cdot 10^{-4}$ до $425 \cdot 10^{-4}$ %, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с $280 \cdot 10^{-4}$ до $180 \cdot 10^{-4}$ %. Лишь на режиме с минимальной нагрузкой ($M_e = 30 \div 32$ Н · м) при $n = 2400$ мин$^{-1}$ такой переход сопровождался ростом монооксида углерода с $565 \cdot 10^{-4}$ до $750 \cdot 10^{-4}$ %.

Еще более рельефная картина и с несгоревшими углеводородами (рис. 7): на всех исследованных режимах замена распылителей приводит к значительному уменьшению их эмиссии. Например, на режиме холостого хода при $n = 850$ мин$^{-1}$ замена распылителей сопровождается снижением эмиссии несгоревших углеводородов с $310 \cdot 10^{-4}$ до $190 \cdot 10^{-4}$ %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с $180 \cdot 10^{-4}$ до $140 \cdot 10^{-4}$ %, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с $143 \cdot 10^{-4}$ до $72 \cdot 10^{-4}$ %. И поскольку эмиссия углеводородов в наибольшей степени зависит от количества распыливаемого топлива, оказавшегося в холодных пристеночных слоях камеры сгорания, то такое снижение концентрации свидетельствует об уменьшении количества топлива, попадающего на данные стенки, т. е. об улучшении качества процесса смесеобразования.

Данные, приведенные на рис. 4—7, позволяют рассчитать среднеэксплуатационные расход топлива и эффективный КПД двигателя, а также интегральные удельные массовые выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла. При этом эксплуатационный расход топлива можно оценивать по среднеэксплуатационному (условному) удельному эффективному расходу топлива, который может быть определен по зависимости $g_{e_{усл}} = \sum_{i=1}^{k} (G_{т_i} K_i) / \sum_{i=1}^{k} (N_{e_i} K_i)$, в которой $G_{т_i}$ — часовой расход топлива на i-м режиме; N_{e_i} — мощность двигателя на этом режиме; K_i — коэффициент, отражающий долю времени каждого режима; k — число режимов. Поскольку смесевые биотоплива имеют меньшую теплотворную способность, топливную экономичность дизеля при его работе на данных топливах целесообразно оценивать не удельным эффективным расходом топлива g_e, а эффективным КПД двигателя η_e. Причем для интегральной оценки работы дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла лучше использовать условный эффективный КПД, определяемый из соотношения $\eta_{e_{усл}} = 3600/(H_u g_{e_{усл}})$, где H_u — низшая теплота сгорания топлива. Она для дизельного топлива равна 42,5 МДж/кг, а низшая теплота сгорания смесевого биотоплива, содержащего 80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла, — 41,5 МДж/кг.

При оценке токсичности по 13-ступенчатому испытательному циклу для каждого режима рассчитываются часовые массовые выбросы токсичных компонентов (E_{NO_x}, E_{CO}, E_{CH_x}) отработавших газов. Затем полученные значения суммируются за весь цикл по каждому компоненту (с учетом коэффициентов K_i, отражающих долю времени каждого режима) и делением на условную среднюю мощность дизеля за испытательный цикл определяются удельные выбросы вредных веществ по формулам:

$$e_{NO_x} = \sum_{i=1}^{13} (E_{NO_x} K_i / \sum_{i=1}^{13} (N_{e_i} K_i);$$

$$e_{CO} = \sum_{i=1}^{13} (E_{CO} K_i / \sum_{i=1}^{13} (N_{e_i} K_i);$$

$$e_{CH_x} = \sum_{i=1}^{13} (E_{CH_x} K_i / \sum_{i=1}^{13} (N_{e_i} K_i).$$

Полученные таким образом значения удельных выбросов токсичных компонентов, отнесенные к единице вырабатываемой мощности, сравниваются с предельно допустимыми нормами. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Табл. 2 подтверждает возможность заметного улучшения экологических показателей дизеля Д-245.12С при его оснащении распылителями АЗПИ. Что особенно заметно при работе дизеля на смесевом биото-

Таблица 2

Тип распылителя, применяемое топливо	Вредные выбросы, г/(кВт · ч)				
	$g_{e_{усл}}$, г/(кВт · ч) [г/л.с. · ч]	$\eta_{e_{усл}}$	e_{NO_x}	e_{CO}	e_{CH_x}
Распылитель "Моторпаль", дизельное топливо	247,20 (181,8)	0,3427	7,442	3,482	1,519
Распылитель "Моторпаль", 80 % дизельного топлива + + 20 % рапсового масла	254,38 (187,0)	0,3410	7,159	3,814	0,965
Распылитель АЗПИ, 80 % дизельного топлива + 20 % рапсового масла	253,11 (186,1)	0,3427	8,430	2,636	0,597
Требования норм "Евро-2"	—	—	7,0	4,0	1,1

пливе. В этом случае условный эффективный КПД двигателя возрастает с 0,3410 до 0,3427, т. е. на 0,5 %, выбросы монооксида углерода снижаются с 3,814 до 2,636 г/(кВт · ч), или с 2,8 до 1,94 г/(л.с. · ч), — на 30,9 %, а выбросы углеводородов — с 0,965 до 0,597 г/(кВт · ч), или с 0,71 до 0,44 г/(л.с. · ч), т. е. на 38,1 %. Однако при этом увеличивается эмиссия оксидов азота с 7,159 до 8,430 г/(кВт · ч), или с 5,26 до 6,2 г/(л.с. · ч), — на 17,8 %. Главное же состоит в том, что оба распылителя не обеспечивают требований норм "Евро-2" по выбросам этого токсичного компонента. Так что здесь необходимо установку распылителей АЗПИ сочетать с реализацией других мероприятий (управление углом опережения впрыскивания топлива, охлаждение наддувочного воздуха, организация рециркуляции отработавших газов и др.).

УДК 621.43.019.8

Лазерная система зажигания автомобильного ДВС

Доктора техн. наук В.И. ЕРОХОВ и А.Л. КАРУНИН,
канд. техн. наук М.А. КАРУНИН, А.М. РЕВОНЧЕНКОВ

МГТУ "МАМИ"

Бензиновые двигатели по ряду объективных причин сохраняют сейчас и в будущем сохранят доминирующую роль на АТС. Поэтому их технический уровень непрерывно повышается. И прежде всего — путем совершенствования системы топливоподачи и воспламенения топливовоздушной смеси. Причем приоритетным направлением совершенствования, по общему мнению специалистов, остается обеднение смеси.

Однако при работе двигателя на чрезмерно обедненных смесях, как показывает опыт, неизбежны пропуски воспламенения цикловых зарядов и "вялый" рабочий процесс. Кроме того, возникают проблемы с выполнением современных экологических требований.

Исследования, выполненные в МГТУ "МАМИ", показывают, что все это — результат особенностей искрового разряда в виде емкостной и индуктивной составляющих, для которого характерны низкие и, вообще говоря, неуправляемые энергетические параметры воспламенения смеси.

Так, у емкостной составляющей искрового разряда в фазе пробоя имеются благоприятные энергетические характеристики для процесса воспламенения. Но она протекает чрезвычайно быстро (~10^{-7} с), а существующие конструкции систем зажигания не позволяют это время увеличить. Воздействие же индуктивной составляющей разряда хотя и более продолжительно по времени, но имеет неудовлетворительные энергетические характеристики. Кроме того, неоптимальна и форма импульса в виде кривой с вытянутой остроконечной вершиной и резким спадом за короткий промежуток времени. Иначе говоря, форма импульса явно неблагоприятна для удержания активных центров предпламенных реакций, что и сопровождается замедлением реакции воспламенения или ее пропуском.

Сказанное выше, конечно же, хорошо известно специалистам. Поэтому они уже десятки лет делают попытки совершенствования системы зажигания. Но ни одна из них, к сожалению, радикально не решила проблемы стабильности воспламенения обедненной (и не только) топливовоздушной смеси бензиновых двигателей. В том числе и оснащенных электронной системой управления подачей топлива.

МГТУ "МАМИ" тоже занимается данной проблемой не один год. И его специалистам удалось разработать новый способ и устройство организации воспламенения смеси — концентрированным источником энергии. Способ, дающий возможность получить импульсы различной длительности и достичь благодаря этому больших мощностей в любой точке пространства камеры сгорания ДВС.

Основа данной системы — лазер.

Теоретической ее базой стала новая гипотеза воспламенения смеси. Ее суть, если коротко, сводится к тому, что надежность воспламенения и сгорания топливовоздушной смеси зависит не от мощности искры разряда на электродах свечи, а от предварительной энергетической подготовки смеси.

Разработанная на базе данной гипотезы концепция говорит о том, что смесь перед ее поджигом нужно предварительно интенсивно разогреть высокоэнергетическим источником и только затем воспламенять источником пониженной мощности.

Именно такой подход позволяет максимально приблизить воспламенение смеси к области ВМТ и реализовать потенциальные теплотехнические свойства современного двигателя.

Такой вывод — результат весьма интенсивных исследований. Например, уже предварительный анализ воспламенения в камере сгорания бензинового двигателя концентрированным потоком энергии доказал, что наиболее перспективным с этой точки зрения является мощный полупроводниковый лазер. Потому что под воздействием выделяемой им в цилиндре энергии повышается вероятность соударения активных молекул в единицу времени. Иначе говоря, растет скорость протекания химических реакций. Что сопровождается заметным увеличением интенсивности тепловыделения.

Дело в том, что закономерности протекания этой реакции зависят от внешних условий и характера формирования высокоэнергетических исходных цепных реакций. Причем у традиционного рабочего процесса особенностью последних является присутствие свободных радикалов (активных центров), основная часть которых успевает диффундировать в пространство без взаимодействия. В итоге смесь оказывается "энергетически" неподготовленной, и даже импульс (искра) большой мощности не успевает удержать в течение необходимого времени образовавшиеся активные центры реакций. Попытки увеличить число таких импульсов в единицу времени несколько улучшают ситуа-

цию, но увеличивают расход энергии, используемой для зажигания смеси.

Таким образом, всем известно, что активные центры, неизбежно исчезая и восстанавливаясь, в ходе промежуточных реакций дают резкое увеличение скорости суммарной реакции сгорания смеси. (Другими словами, продолжительность протекания разветвленной цепи химических реакций при окислении углеводородного топлива определяется именно концентрацией возникающих и исчезающих активных центров.) Известно и то, что в общем виде скорость dN/dt изменения концентрации активных центров может быть представлена соотношением $dN/dt = [N_0 - (\beta - \alpha)N]\lambda_{лис}$, где N_0 — концентрация реакции зарождения активных центров; N — концентрация реакции исчезающих активных центров; β и α — соответственно коэффициенты обрыва и разветвления цепей; $\lambda_{лис}$ — коэффициент лазерного излучения системы. По мере увеличения температуры в области искрового зазора свечи реакции разветвления начинают преобладать над реакциями обрыва. В этом случае концентрация активных центров может быть представлена формулой: $N_а = [N_0/(\beta - \alpha)(e^{\varphi t} - 1)$, в которой φ — коэффициент концентрации активных центров, e — основание натуральных логарифмов.

Не секрет и то, что при горении углеводородных топлив в качестве активных центров выступают атомы водорода, кислорода и гидроксильный радикал OH, а в качестве источников реакций зарождения активных центров — молекулы водорода и кислорода. При этом плотность $dN_а/N_а$ активных центров в общем виде может быть представлена функцией времени $dN_а/N_а = n\rho dt$, в которой $dN_а$ — концентрации активных центров исходного вещества, вступающих в реакцию за время dt; n — коэффициент пропорциональности; ρ — относительная плотность активных центров за время dt.

Наконец, во всех учебниках записано, что при небольших давлениях преобладает реакция обрыва цепей на стенках, поскольку по мере повышения давления увеличивается вероятность тройных столкновений, уменьшается коэффициент диффузии в объеме камеры сгорания и постепенно начинает преобладать реакция обрыва. При высоких же давлениях существенное значение приобретает теплота, выделяющаяся в процессе химической реакции со скоростью, значительно большей скорости обрыва реакций на стенках и в объеме камеры сгорания. В результате значительная доля этой теплоты не успевает полностью отводиться в стенки и идет на повышение температуры рабочего тела. Но если температуру в объеме заметно увеличить, то пределы воспламенения смеси расширяются. Кроме того, при повышении температуры возрастает вероятность соударения активных молекул в единицу времени, поэтому возрастает и тепловыделение начавшейся химической реакции.

Именно в этом направлении работает лазерная система зажигания.

Такова, так сказать, теория вопроса. Она реализована в разработанной в МГТУ "МАМИ" лазерной системе зажигания, предназначенной для бензиновых двигателей рабочим объемом 1—3 л.

Для оценки ее эффективности специалисты университета провели комплекс сравнительных расчетно-экспериментальных исследований, натурных испытаний и компьютерного моделирования 16-клапанного бензинового двигателя с распределенной системой впрыскивания топлива, имеющего следующие параметры: $S/D = 71/82$, $\varepsilon = 10{,}5$, камера сгорания — полусферического типа.

Установлено, что в случае традиционной искровой системы зажигания обеднение топливовоздушной смеси приближается к предельному ($\alpha = 1{,}2 \div 1{,}4$), двигатель из-за пропусков воспламенения начинает работать неустойчиво; при включенном на 2 мс лазере разогрева работает нормально до $\alpha = 1{,}7$, а при продолжении работы лазера еще на 3 мс от начала подачи высоковольтного импульса на свечу предел воспламеняемости соответствует $\alpha = 1{,}9$.

Принципиальная схема предлагаемой лазерной системы зажигания приведена на рис. 1. Как видим, она содержит автономный оптический блок *12* разогревающего и энергетического лазеров; систему управления *5* с блоком *4* синхронизации, работающим от датчика *6* частоты вращения и положения коленчатого вала двигателя, а также усилителя *3* мощности накачки лазеров. Система управления имеет блок синхронизации, связанный электрической цепью *А* с датчиком *6* частоты вращения и положения колен-

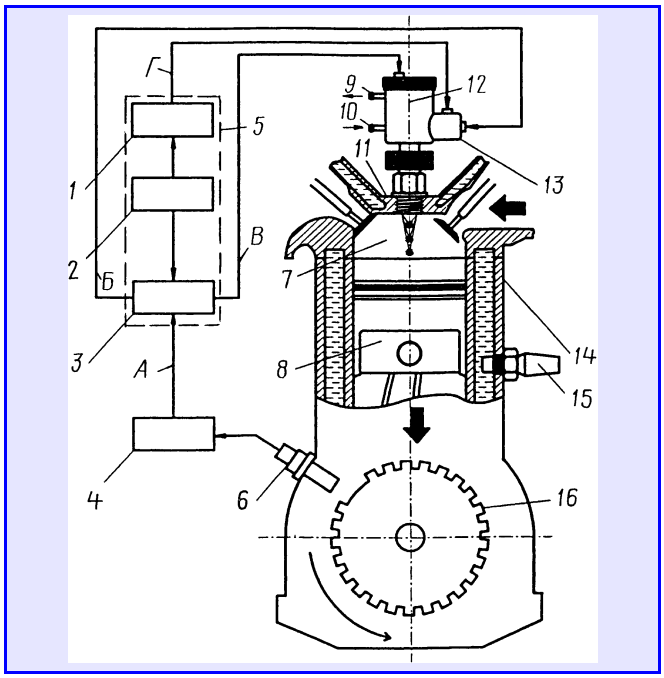


Рис. 1. Принципиальная схема лазерной системы зажигания:
1 — задатчик режимов работы системы; *2* — датчик состава топливовоздушной смеси; *3* — усилитель мощности накачки лазеров; *4* — блок синхронизации; *5* — система управления; *6* — датчик частоты вращения и положения коленчатого вала; *7* — камера сгорания; *8* — поршень; *9* и *10* — штуцеры подвода и отвода охлаждающей жидкости; *11* — головка блока; *12* — оптический блок; *13* — блок формирования цилиндрического разогретого объема смеси; *14* — блок двигателя; *15* — датчик температуры; *16* — диск синхронизации

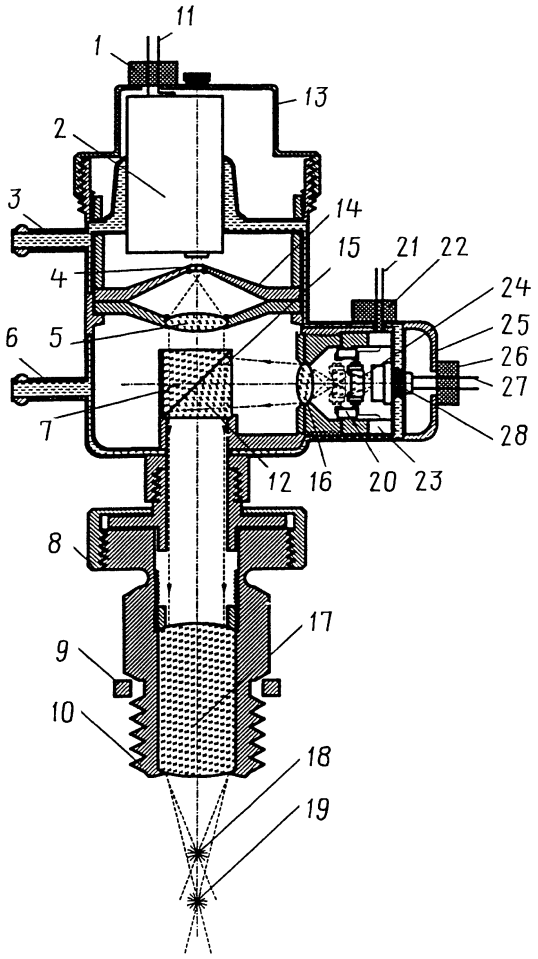


Рис. 2. Схема оптического блока формирования цилиндрического разогретого объема смеси:
1, *22* и *26* — электрические разъемы; *2* — твердотельный энергетический лазер; *3* и *6* — штуцеры подвода и отвода охлаждающей жидкости; *4* — выходная линза; *5* — входная линза; *7* и *12* — призмы кубика; *8* — крышка; *9* — головка блока цилиндров; *10* — корпус; *11*, *21* и *27* — электрические цепи; *13* — оптический блок лучей лазеров; *14* — объектив (опора); *15* — разделительный кубик; *16* — объектив; *17* — фокусирующая линза; *18* и *19* — разогревающие фокальные пятна; *20* — электромеханический привод линзы; *23* — генератор импульсов перемещения (колебаний) линзы; *24* — оптическая линза; *25* — блок формирования импульса разогрева; *28* — полупроводниковый разогревающий лазер

чатого вала, усилитель *3* мощности накачки лазеров. Последний, в свою очередь, связан с датчиком *2* состава смеси.

В ней предусмотрен также задатчик *1* режимов работы лазерной системы, связанный электрической цепью *Г* с оптическим блоком *12* и датчиком *2* состава смеси.

Оптический блок, в свою очередь, включает (рис. 2) полупроводниковый разогревающий (*28*) и твердотельный энергетический (*2*) лазеры, второй из которых оптической системой соединен с камерой сгорания двигателя и подключен к усилителю мощности накачки лазеров и задатчику режимов работы лазерной системы.

Данный блок формирует луч разогрева смеси в виде перемещающихся разогревающих фокальных пятен *18* и *19*, образующих разогретый цилиндрический объем смеси, и поджигающий луч в виде своего энергетического пятна. В него, кроме названных выше, входят оптическая линза *24* с электромеханическим приводом *20* и генератор *23* импульсов перемещений (колебаний), вход которого через электрический разъем *22* связан с задатчиком режимов работы лазерной системы, а выход — с электромеханическим приводом *20* оптической линзы *24*. Его корпус сообщен с системой охлаждения двигателя, но образует собственную систему подогрева с термостатом, обеспечивающим оптимальную температуру полупроводникового (разогревающего) лазера, равную 333 К (50 °С).

Теперь о работе лазерной системы зажигания.

Как сказано выше, лазерное зажигание предусматривает подогрев бедной смеси, а затем — ее поджиг, причем тоже с помощью лазера. Благодаря этому устраняются недостатки емкостной и индуктивной составляющих энергии высоковольтного разряда, характерные для традиционных систем зажигания.

В новой системе один мощный лазер предварительно создает ограниченный разогретый участок смеси в виде цилиндрического ее объема, а второй — воспламеняет этот объем с дальнейшим распространением пламени по всей камере сгорания (рис. 3).

Разогретый цилиндрический объем V показан на рис. 4 и определяется по формуле: $V = [(\pi d_0^2)/2]A_0$, где d_0 — диаметр фокального пятна первого лазера, A_0 — амплитуда колебаний перемещения фокального пятна вдоль оси луча лазера.

В конце такта сжатия усилитель мощности накачки лазеров преобразует сигналы блока синхронизации и датчика положения коленчатого вала двигателя в импульс, соответствующий моменту образования цилиндрического разогретого объема в камере сгорания. Данный импульс дает команду на включение лазера *28* (см. рис. 2), луч которого проходит через подвижную оптическую линзу *24*, совершающую колебательные возвратно-поступательные перемещения. Далее луч проходит через объектив *16* призмы *12* разделительного кубика *15* и через фокусирующую линзу *17* фокусируется в камере сгорания, образуя фокальное пятно. Это пятно также совершает возвратно-поступательные

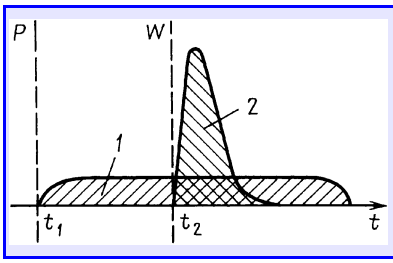


Рис. 3. Схема воспламенения бедной смеси в камере сгорания:
1 — разогрев смеси; *2* — воспламенение смеси

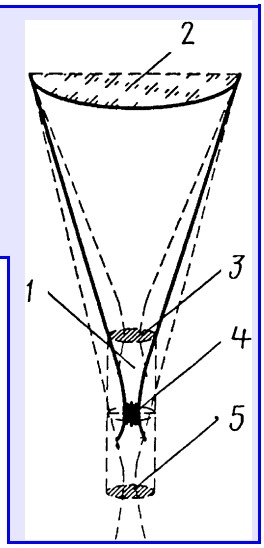


Рис. 4. Схема разогретого лазером цилиндрического объема смеси:
1 — разогретый объем; *2* и *3* — линзы; *4* — фокусирующая линза; *5* — фокальное пятно

перемещения, создавая цилиндрический разогретый объем смеси.

Для управления мощностью разогревающего лазера в соответствии с режимом работы двигателя усилитель мощности электрической связью соединен, как сказано выше, с датчиком состава смеси, а для управления фокальным пятном оптическая линза *24* приводится в движение электромеханическим приводом *20*, которым, в свою очередь, управляет генератор *23* колебаний. Частота и амплитуда колебаний данного генератора устанавливается задатчиком в зависимости от режима работы двигателя. Для чего задатчик соединен электрическими связями с датчиком состава смеси и генератором.

В цилиндрическом разогретом объеме инициированные лазерным излучением молекулы с температурой возбужденного типа колебаний могут вступать в химические реакции при добавлении к ним относительно небольшого количества энергии.

Надежность зажигания бедных смесей зависит, как известно, от общей площади начального очага воспламенения. В рассматриваемой системе это площадь цилиндрического разогретого объема. Но в системе учитывается и состав смеси, в зависимости от них изменяется частота и амплитуда колебаний фокального пятна разогревающего лазера.

В момент зажигания по сигналам датчика положения коленчатого вала и блока синхронизации усилитель мощности через разъем *22* подает импульс на лазер *2*. Луч последнего проходит через объектив *14*, призму разделительного кубика *15* и фокусируется линзой *17* в центре цилиндрического разогретого объема в виде фокального пятна — эффективного источника поджига окружающей бедной смеси. Благодаря ему уменьшается вероятность пропусков воспламенения, снижается токсичность отработавших газов и повышается топливная экономичность двигателя.

Фокальное же пятно *19* разогревающего лазера перемещается колебательно вдоль оси луча, причем период и амплитуда колебаний рассчитываются исходя из времени жизни активных центров предпламенных реакций данного вида топлива. Этот лазер включается в конце такта сжатия и выключается в начале устойчивого горения смеси. Величину его энергии устанавливают в зависимости от энергии, необходимой для поддержания активных центров предпламенных реакций.

Величину энергии импульса второго лазера устанавливают в зависимости от энергии, необходимой для реакции воспламенения. Его энергетический импульс запускается по сигналу датчика положения коленчатого вала двигателя в момент зажигания смеси, причем луч фокусируется в центр продольной оси цилиндрической разогретой области смеси.

Таким образом, разработанная лазерная система зажигания представляет собой комбинированный способ организации рабочего процесса современного двигателя, обеспечивающий надежное и эффективное воспламенение бедной смеси вблизи ВМТ и сопровождающийся уменьшением продолжительности процесса сгорания топлива, повышением максимального давления, термического КПД и температуры рабочего цикла.

Как видим, предварительный лазерный подогрев смеси качественно изменяет сущность рабочего процесса традиционного бензинового двигателя: он уменьшает степень обрыва цепных реакций как в объеме, так и на стенках камеры сгорания. И благодаря этому — улучшаются параметры рабочего процесса ДВС. Например, снижаются выбросы монооксида углерода до 1,2 г/км, суммарные выбросы углеводородов и оксидов азота — до 0,27 г/км. Термический же КПД двигателя возрастает на 0,5 %, а расход топлива по европейскому испытательному циклу уменьшается на ~8 %.

УДК 621.85

Нагруженность гидромеханической трансмиссии при включении ее передач

Канд. техн. наук Б.М. ТВЕРСКОВ

Курганский ГУ

Каждая из трех передач в гидромеханической трансмиссии тягачей Курганского завода колесных тягачей включается, как известно, с помощью фрикционных муфт (рис. 1), состоящих из пакетов дисков, сжимающихся кольцевыми поршнями за счет давления масла. Для снижения динамических нагрузок на элементы трансмиссии при включениях первой передачи и передачи заднего хода в их масляных магистралях установлены клапаны (механизмы) плавного включения (рис. 2), задача которых состоит в том, чтобы после заполнения маслом цилиндра фрикциона резко уменьшить темп нарастания давления в нем и тем самым замедлить сжатие дисков и обеспечить плавное трогание тягача с места.

Работает данный клапан следующим образом.

При включении первой передачи или передачи заднего хода масло по входному каналу *5* поступает к золотнику *6*, проходит через его отверстия и заполняет полость поршня фрикциона *3* или *4* (см. рис. 1). Когда давление в этой полости достигнет 0,104 МПа (1,04 кгс/см^2), золотник начинает перемещаться вниз (по схеме), преодолевая усилие пружины *8* и перекрывая входной канал *5*. При давлении масла, равном 0,150 МПа (1,5 кгс/см^2), этот канал полностью перекрывается, а давление под поршнем фрикциона увеличивается только за счет масла, поступающего через жиклер *3*. А так как пропускная способность жиклера невелика (диаметр отверстия 1,9 мм), то скорость перемещения поршня и сжатия дисков фрикциона резко замедляется. То есть клапан фактически выполняет то же самое, что делает водитель автомобиля, оборудованного обычным механическим сцеплением: чтобы тронуться с места, т. е. включить сцепление, он отпус-

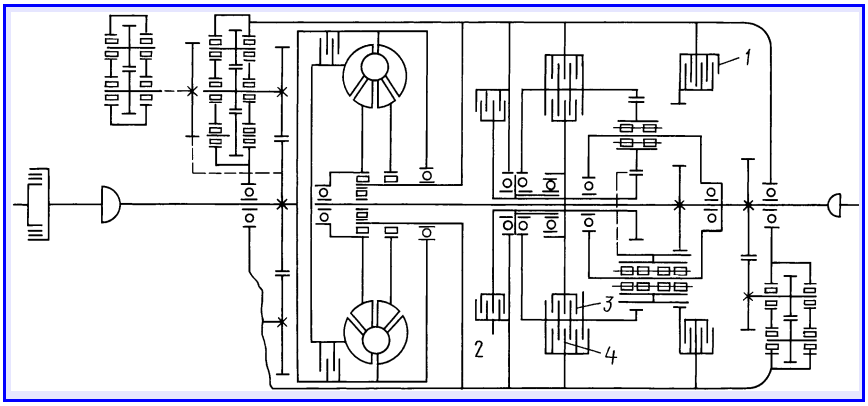


Рис. 1. Кинематическая схема ГМТ тягача КЗКТ:
1, 2, 3 и *4* — фрикционы первой, второй, третьей передачи и передачи заднего хода соответственно

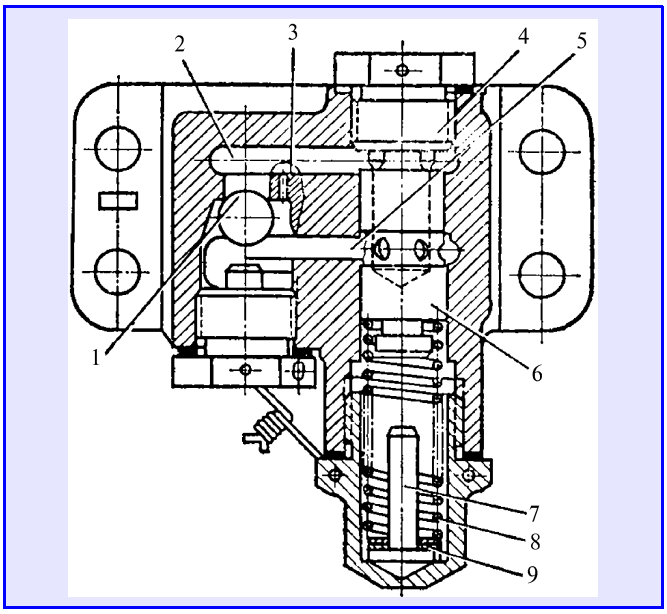


Рис. 2. Клапан плавного включения первой передачи и передачи заднего хода тягача КЗКТ:
1 — шарик, обеспечивающий быстрое выключение передач; *2* — входной канал; *3* — жиклер диаметром 1,9 мм; *4* — пробка; *5* — входной канал; *6* — золотник; *7* — упор; *8* — пружина; *9* — шайба

кает педаль управления сначала быстро, а в конце ее хода — как можно медленнее. Тем самым обеспечивая начало движения без рывков, больших нагрузок на детали трансмиссии.

Так должно быть. Однако в условиях эксплуатации так бывает, к сожалению, не всегда. Например, при движении с частым переключением передач масло в ГМТ нагревается до температуры 343 К (70 °С) и более. Значит, разжижается. В результате проходное сечение становится излишне большим и автомобиль трогается с места рывками, что увеличивает нагрузки на детали трансмиссии. После стоянки на морозе плотность масла, наоборот, возрастает, поэтому жиклер пропускает его к поршню фрикциона медленнее, чем нужно. В итоге трогание автомобиля происходит медленно, а скорость изнашивания дисков фрикциона возрастает.

Обе проблемы с точки зрения теории решаются довольно просто: чтобы сделать постоянным время первого этапа нарастания давления под поршнем фрикциона, нужно изменять натяжение пружины *8* по закону, обратному закону изменения температуры масла; чтобы сделать постоянным время второго этапа, замедленного сжатия дисков фрикциона, тот же закон следует применить и к жиклеру *3*.

Эксперименты полностью подтвердили данный вывод.

Так, в их ходе под пружину *8* подкладывали шайбы толщиной 1,5 мм, что увеличивало давление, при котором золотник *6* начинает опускаться вниз, уменьшая темп нарастания давления под поршнем фрикциона. И тогда общее время включения первой передачи и передачи заднего хода существенно уменьшалось. Правда, динамические нагрузки на детали ГМТ возрастали. Чтобы их снизить, диаметр жиклера *3* пришлось уменьшить до 1 мм.

Общие итоги экспериментов, выполненных при различных поджатиях Δl пружины *8*, температурах *T* масла, диаметрах *d* дросселирующего жиклера *1* и частоте *n* вращения коленчатого вала (входного вала ГМТ), равной 800 мин$^{-1}$, приведены в табл. 1.

Как видим, гидравлическая система с клапаном плавного включения для определенной температуры регулируется довольно просто, т. е. клапан легко можно настроить на требуемую продолжительность обоих этапов включения фрикциона. Однако при изменении температуры необходима новая настройка. Например, чтобы при 293 К (20 °С) время включения фрикциона было равным, скажем, 2,5 с, возможны два решения: $d_ж$ = 1,9 мм, $\Delta l_{пр}$ = 6 мм и $d_ж$ = 1 мм, $\Delta l_{пр}$ = 9 мм. При температуре же 343 К (70 °С) и $d_ж$ = 1 мм потребуется Δl = 0 мм. То есть в последнем случае жиклер диаметром 1 мм оказывается вполне достаточным. Но — слишком малым при низкой температуре масла. В результате время включения передачи становится недопустимо большим как с точки зрения субъективного восприятия водителем, так и скорости из-за длительного изнашивания и коробления дисков. Поэтому опытные водители после длительной стоянки тягача на морозе перед включением первой передачи разогревают ГМТ, заставляя ее работать в стоповом режиме (тягач заторможен, включена прямая передача).

Увеличение времени включения передачи снижает динамический момент. Так, на карданном валу, соединяющем выходной вал ГМТ и гидротормоз стенда, при включении первой передачи динамический момент при 273 К (0 °С) составлял 4—5 кН · м и 8—9 кН · м — при

Таблица 1

Температура масла, К (°С)	Диаметр жиклера, мм	Время, с, включения первой передачи при поджатии, мм, пружины золотника					
		0	3	6	9	12	15
293 (20)	1,9	3,5	3,0	2,5	2,0	1,5	1,5
293 (20)	1,0	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	2,0
343 (70)	1,0	2,5	2,0	2,0	1,0	1,0	1,0

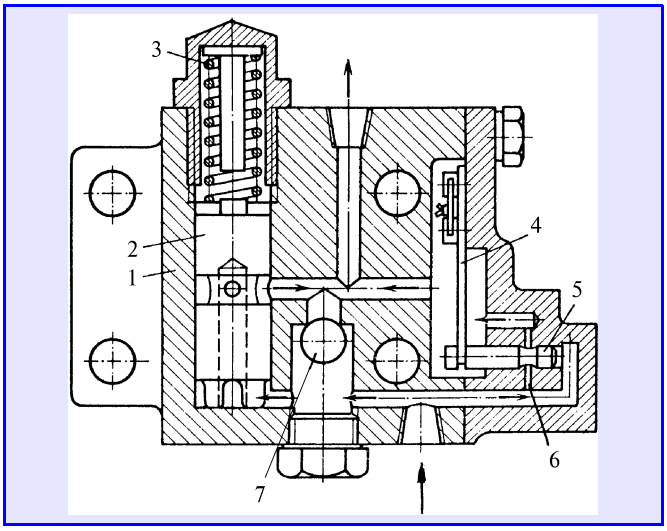


Рис. 3. Клапан плавного включения первой передачи и передачи заднего хода, оснащенный биметаллическим регулятором:
1 — корпус; *2* — золотник; *3* — пружина; *4* — биметаллическая пластина; *5* — золотник; *6* — канал жиклера; *7* — обратный клапан

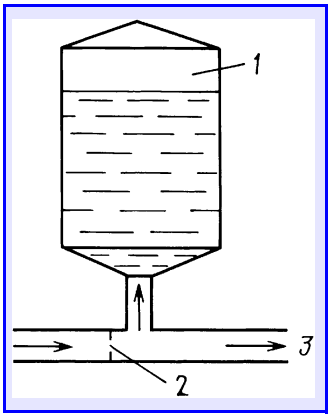


Рис. 4. Воздушный демпфер второй передачи ГМТ:
1 — пневмобаллон; *2* — жиклер; *3* — магистраль второй передачи

343 К (70 °С). Следовательно, для сокращения времени включения передачи при низкой температуре нужно увеличить продолжительность заполнения цилиндра фрикциона через канал большего диаметра. Это возможно, если золотник перекроет выходной канал несколько позднее, для чего целесообразно использовать в клапане плавного включения биметаллический регулятор (рис. 3) сечения выходного канала. Смещающийся биметаллической пластиной *4* золотник *5* изменяет площадь проходного сечения канала жиклера. Причем в случае низкой температуры масла эта площадь наибольшая, а по мере нагревания масла в ГМТ она уменьшается.

В ходе экспериментальных исследований установлено также, что первая передача ГМТ включается даже в том случае, если масло проходит лишь через зазор между золотником и корпусом клапана: золотник *2* в тот момент был поджат и смещаться не мог, тем не менее передача все-таки включалась. При температуре масла, равной 292 К (20 °С), это происходит за 20—30 с, а при 343 К (70 °С) — за 5—7 с. О чем не следует забывать водителям.

В системе включения второй передачи ГМТ роль клапана плавного включения играет воздушный демпфер (рис. 4), который представляет собой баллон *1* емкостью ~1 л, установленный выше коробки передач и соединенный шлангом с масляной магистралью *3* этой передачи. Часть масла, направляемого под давлением к фрикциону данной передачи, поступает в него и сжимает находящийся там воздух. В связи с чем скорость нарастания давления масла во фрикционе снижается и обеспечивается плавное включение передачи. Его воздействие на время включения передачи — обратное тому, которое оказывает рассмотренный выше клапан плавного включения: с повышением температуры от 293 К (20 °С) до 343 К (70 °С) оно возрастает с 1,7 до 2,5 с, тогда как в случае клапана уменьшается в 2—3 раза.

Систему включения второй передачи попытались изменить, изъяв из нее воздушный демпфер и установив вместо него клапан плавного включения первой передачи. Причина — больший момент на фрикционе этой передачи и, соответственно, невысокая ее эксплуатационная долговечность. Однако такое увеличение времени включения оказалось весьма неудобным для управления и вызывало нарекания водителей. Поэтому пришлось это время сокращать, соответствующим образом регулируя клапан. В результате динамический момент на карданном валу между ГМТ и тормозом стенда при температуре масла 343 К (70 °С) и частоте вращения коленчатого вала двигателя, равной 800 мин$^{-1}$, остался, по существу, таким же, как и с воздушным демпфером, т. е. равным 10—15 кН · м.

Зависимость времени включения второй передачи при n = 800 мин$^{-1}$ после установки в ее системе клапана плавного включения первой передачи от поджатия пружины клапана при температуре масла 293 К (20 °С) приведена в табл. 2.

Золотниковый клапан плавного включения, безусловно, сложнее, а значит, и дороже воздушного демпфера. Из-за чего в ходе исследований была проверена и возможность замены первого на второй в системе включения первой передачи. При этом установлено: время включения передачи и динамический момент в данном случае при температуре 293 К (20 °С) такие же, как с клапаном плавного включения. Но при высокой (343 К, или 70 °С) температуре масла динамический момент получается несколько меньшим. При низких же температурах скорость включения передачи значительно выше, чем с клапаном плавного включения.

Таков общий вывод. Но если эксперименты, так сказать, детализировать, то выявляется следующее.

Если клапан плавного включения заменить воздушным демпфером емкостью 1 л, то величины динамического момента при 293 К (20 °С) и отсутствии жиклера (см. рис. 4) оказываются равными 5,5 кН · м, а при 343 К (70 °С) — 5 кН · м. Время включения пере-

Таблица 2

Поджатие пружины, мм	0	1,5	4,5	7,5	10,5	13,5	16,5	19,5	22,5
Время включения второй передачи, с	5,0	4,2	3,7	3,2	2,7	2,0	1,3	0,8	0,5

Таблица 3

Состояние системы	Температура масла, К (°С)	Параметр	Диаметр жиклера, мм					
			3	4	5	6	7	8
С воздушным демпфером	293 (20) 343 (70)	Время включения первой передачи, с	4,0 1,5	3,0 1,0	2,0 1,5	1,7 2,0	1,5 2,3	1,4 2,6
	293 (20) 343 (70)	Динамический крутящий момент, кН · м	4,2 4,0	5,0 4,5	5,0 5,2	5,5 5,5	5,7 5,5	6,0 5,5
Без воздушного демпфера	343 (70)	Динамический крутящий момент, кН · м	8,0	9,0	9,0	10,0	10,0	10,0

дачи в обоих случаях составляет ~2 с. После установки в магистраль *3* жиклера в виде пластины с круглым дросселирующим отверстием диаметром 3—4 мм время включения передачи увеличивалось до 3,5—4 с, что затрудняло управление автомобилем. Жиклер же диаметром 5—6 мм полностью снимал проблему как времени включения, так и динамических моментов. Причем с воздушном демпфером объемом как 1 л (рис. 5), так и 0,5 л (табл. 3).

После отключения же демпфера и без клапана плавного включения в гидравлической системе первой передачи динамический момент при включении этой передачи увеличивается в 1,7—2 раза.

Величины динамических крутящих моментов на карданном валу, соединяющем ГМТ и раздаточную коробку тягача, при включении передач даны в табл. 4.

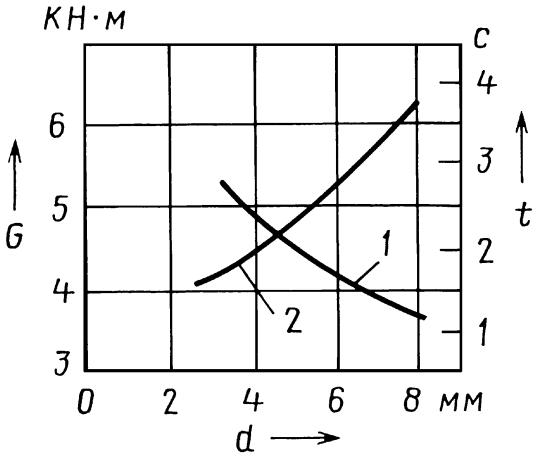


Рис. 5. Зависимость времени включения первой передачи ГМТ тягача КЗКТ (1) и динамического крутящего момента (2) от диаметра жиклера подвода масла к фрикциону при объеме воздушного демпфера, равном 1 л

Таблица 4

Передача в ГМТ	Динамический крутящий момент, кН · м, при		
	T = 293 К (20°С) и n = 800 мин$^{-1}$	T = 343 К (70°С) и n = 600 мин$^{-1}$	T = 343 К (70°С) и n = 800 мин$^{-1}$
Первая	1—3	7—8	20—25
Вторая	1—3	10	10—15
Третья	1—3	4	7—8

Гидравлическая система третьей передачи не имеет устройств для снижения давления в момент включения, поскольку она включается при высокой скорости движения, передаточное число коробки наименьшее, передаваемый на колеса тягача инерционный момент небольшой и не ведет к заметным рывкам тягача. То есть снижения скорости нарастания давления во фрикционе при включении третьей передачи практически не требуется.

Таким образом, исследования, выполненные в Курганском ГУ, показывают следующее.

1. Клапан плавного включения, установленный в системе первой передачи серийного тягача КЗКТ, снижает динамический момент при включении этой передачи в 1,7—2 раза.

2. Время включения первой передачи может быть сокращено, если пружину, поджимающую золотник клапана, дополнительно поджать или изготовить из проволоки большего диаметра.

3. Для снижения динамических моментов, появляющихся в трансмиссии при включении первой передачи и высокой температуре масла, жиклер клапана плавного включения должен быть уменьшен с 1,9 до 1 мм. Регулируемое же изменение размера этого жиклера в зависимости от температуры масла в ГМТ может быть осуществлено с помощью биметаллического регулятора.

4. Достаточная, но недопускающая дергания плавность трогания тягача при включении первой передачи может быть получена как с клапаном плавного включения, так и с воздушным демпфером. Время ее включения и размах колебаний крутящего момента с воздушным демпфером при температуре 293 К (20 °С) такие же, как и с клапаном плавного включения. Но при горячем масле динамические моменты меньше, а при холодном масле — меньше время включения передачи. Пропускной диаметр жиклера воздушного демпфера должен быть равен (см. рис. 4) 5—6 мм.

5. Воздушный демпфер уступает золотниковому клапану плавного включения в способности регулировать время включения. Тем не менее без существенного снижения плавности включения второй передачи объем баллона воздушного демпфера можно уменьшить до 0,5 л.

6. Необходимость в устройствах, повышающих плавность включения третьей передачи ГМТ, практически отсутствует. Сила инерции тягача при высокой скорости движения, когда включается третья передача, оказывается достаточной, чтобы рывки не были заметны.

УДК 629.1.036.62-534.9

Автоматическое регулирование полноприводных самоходных машин с бесступенчатыми трансмиссиями. Гипотезы

Канд. техн. наук Г.В. НОВИКОВ, В.В. ПОГОРЕЛОВ,
д-р техн. наук Г.Б. ШИПИЛЕВСКИЙ

НАТИ

Рассмотрев ("АП", 2006, № 7) проблемы теории и автоматического регулирования полноприводных самоходных машин с бесступенчатой трансмиссией, авторы данной статьи сформулировали основные вопросы к теоретикам-автомобилестроителям, возникающие при разработке систем автоматического регулирования для АТС. Вопросы, ответы на которые, как представляется, позволят создать теорию работы полноприводных АТС с трансмиссиями, допускающими свободное независимое управление отдельными колесами. Что, в свою очередь, даст возможность правильно, а значит, эффективно управлять потоками мощности в таких АТС, разрабатывать для них надежно функционирующие системы автоматического регулирования.

Авторы, разумеется, понимают трудности, связанные с решением рассматриваемой проблемы. В частности, то, что в практике отечественного автомобилестроения было и есть совсем немного АТС с бесступенчатыми трансмиссиями. Поэтому у нас очень мало специалистов в области автомобилестроения, знакомых с возможностями автоматически управляемой трансмиссии: большинство профессионально знает только АТС с механическими трансмиссиями. В случае же гибких трансмиссий нужно быть специалистом одновременно и в автомобилях, и в самих гибких трансмиссиях, и в автоматике.

Казалось бы, выход из создавшегося положения очень простой. Ведь проблемы общего регулирования моторно-трансмиссионными установками машин с гибкими трансмиссиями давно и успешно решаются специалистами, занимающимися рельсовым подвижным составом магистрального и городского транспорта, а также некоторыми типами пневмоколесных машин.

В итоге — отсутствие полной теории работы полноприводных АТС, признаваемое ныне всеми специалистами. И ее не будет до тех пор, пока не будут получены ответы на следующие пять вопросов.

1. Каким должно быть в АТС идеальное распределение мощности ДВС по колесам? Иначе говоря, распределение, при котором АТС будет иметь оптимальные характеристики тяги, проходимости, динамичности, управляемости и т. д. То есть наилучшие для данной конструкции функциональные (тактико-технические, как принято говорить у военных) характеристики.

2. Каким должно быть распределение мощности по осям и колесам, чтобы АТС двигалось наиболее экономично, с наименьшими потерями мощности?

3. Должен ли принцип распределения мощности быть одинаковым для всех возможных условий движения АТС или для каждого из них он должен быть иным?

4. Следует ли как-то по-новому распределять мощность между колесами при повороте?

5. Какими должны быть зависимости, связывающие входную информацию и показатели желаемых результатов регулирования? То есть как практически построить САР, какие датчики применить и какие задать для нее законы управления?

Перечисленные вопросы, по существу, можно свести к двум обобщенным: чего следует добиваться при автоматическом управлении распределением мощности по индивидуальным моторам гибкого привода колес АТС и какими критериями оценивать достигнутые результаты регулирования?

Ответ на первый из пяти вопросов, очевидно, можно сформулировать, только ответив на все остальные. И этот ответ фактически окажется законом управления САР для гибкой трансмиссии. Причем данный закон, в принципе, может оказаться простым, обеспечивающим условную оптимальность управления, или сложным, действительно оптимальным. Поэтому перейдем ко второму вопросу — об управлении приводом с наименьшими потерями мощности. Но сначала — об общем автоматическом регулировании.

В любом режиме движения или работы машины с гибкой трансмиссией ее ДВС должен работать по так называемой линии наибольшей экономичности, представляющей собой оптимальную по потерям в ДВС зависимость его крутящего момента от частоты вращения выходного (коленчатого) вала, т. е. $M_{ДВС} = f(n_{ДВС})$. В трансмиссии же должно поддерживаться оптимальное для нее соотношение двух параметров внутреннего регулирования: для электрической трансмиссии — напряжения и тока возбуждения электродвигателей, для гидростатической — рабочих объемов регулируемых гидромашин (насоса и мотора). Это обеспечит оптимальную по потерям работу системы "двигатель—трансмиссия" в целом.

Теперь непосредственно о втором вопросе. Очевидно, что наименьшие потери может обеспечить только индивидуальное регулирование колес. И когда АТС движется равномерно и прямолинейно по ровному жесткому основанию, вертикальная нагрузка на каждое колесо одинакова (колеса работают в равных условиях), то потоки мощности должны распределяться между ними поровну. В этом случае даже при начале движения и разгоне АТС сцепные его свойства будут использованы максимально. И никакой циркуляции мощности нет. Следовательно, и потери мощности будут минимальными. (Правда, некоторые специалисты считают, что и в гибкой трансмиссии циркуляция мощности вполне возможна. Однако это ошибка: известен только один такой режим, применяемый специально, — поворот гусеничной машины вокруг одной ее гусеницы с электрическим торможением последней. Вообще же, при правильном автоматическом регулировании гибкой трансмиссией циркуляция мощности в ней невозможна.)

Третий вопрос — об условиях движения. Что будет, если условия работы колес окажутся различными?

На практике, как известно, можно встретиться с несколькими вариантами условий движения колес АТС. Первый из них — неодинаковые вертикальные нагруз-

ки, обусловленные неравномерным нагружением АТС, а также движение с ускорением, в гору и под гору. Второй — неодинаковые состояния опорной поверхности под колесами. Результат обоих вариантов — различия в величинах сцепления и буксования колес.

Третий вариант — разные величины сопротивления движению. Например, всем хорошо известно, что при движении по мягкому грунту с прокладкой колеи условия работы передних и задних колес всегда неодинаковы: первые преодолевают повышенное сопротивление, а вторые идут по уже проложенной колее. В этом случае наименьшие потери окажутся при таком распределении мощности по колесам АТС, когда его колеса будут иметь одинаковые буксования. То есть ответ на вопрос следующий: принцип распределения мощности должен быть одним и тем же для всех возможных условий движения, но количественное соотношение потоков для каждого из них должно быть свое, определяемое автоматикой из этого условия. (Кстати, при полной потере сцепления любым колесом, например, в случае вывешивания колеса над ямой, режим движения при таком регулировании не оказывается аварийным: автоматика снизит потребляемую мощность вывешенного колеса и позволит ему вращаться только со скоростью, равной скоростям других колес.)

В условиях недостаточного сцепления нескольких или всех колес с грунтом может происходить неравномерный рост их буксования и даже срыв в разносное буксование. Это наиболее вероятно при трогании с места, разгоне АТС и в тяжелых режимах работы тракторов, бульдозеров и строительно-дорожных машин. При ограничении общего тягового усилия машины, складывающегося из усилий, которые каждое колесо может передать на остов, автоматическое выравнивание буксований колес во многом снимает причину данного явления и позволяет машине развить бóльшую тягу, чем допустимо при ручном управлении, и тем самым существенно повысить опорную проходимость, особенно в условиях трогания с места и разгона в тяжелых дорожных условиях: для автомобилей — улучшить их динамику (увеличить динамический фактор), а для тяговой машины или трактора — повысить возможности их работы на низкой скорости движения в режиме максимальной тяги.

Четвертый вопрос: как лучше управлять потоками мощности при повороте, т. е. в режиме, когда колеса проходят разные пути?

Ответ однозначен: можно управлять так же, как и при прямолинейном движении, — автоматически поддерживая равенство буксований колес. И это будет управлением, оптимальным по потерям мощности. Хотя, думается, при повороте и вообще при маневрах важнее обеспечить хорошие управляемость и проходимость АТС, отказываясь от оптимального по потерям управления. Причем достичь этого несложно. Например, некоторые специалисты (А.В. Келлер и Г.Д. Драгунов) считают (см. "АП", 2004, № 1), что наилучшую проходимость АТС обеспечивает дифференциальный привод с равенством крутящих моментов движителей, и это верно. Но гибкая трансмиссия позволяет соответствующим регулированием, независимо от скоростей колес, получить на них в переходных режимах не просто равные, а любые крутящие моменты. В связи с чем можно сделать вывод: на поворотах бесступенчатой трансмиссией целесообразно управлять так, чтобы колеса внешнего к повороту ее борта развивали более высокие усилия, чем внутреннего, развивая мощности, бóльшие, чем пропорциональные частотам вращения (как это бывает в дифференциальном приводе) колес. Причем разница усилий колес внешнего и внутреннего борта должна быть задаваемой (настраиваемой).

Наконец, пятый вопрос: какую информацию целесообразно использовать при автоматическом управлении?

Из предыдущего ясно: для такого управления необходимо и достаточно уметь измерять (с определенной точностью) буксования, тяговые усилия и углы поворота колес. Или, хотя бы, если не измерять их непосредственно (что достаточно трудно), то оценивать. А это вполне доступно: буксование колес — по величине частот их вращения с коррекцией на угол поворота колеса, а тяговые усилия — по току якорей связанных с ними электродвигателей (в электрической трансмиссии) или по перепаду давлений масла перед гидромоторами (в гидростатической).

Если учесть все сказанное выше, то закон индивидуального регулирования гибкой трансмиссии для САР сформулировать, действительно, просто.

Что касается полной информации, то чем выше уровень автоматизации вообще и автоматизации АТС в частности, тем полезнее знать о положении и состоянии как самого АТС, так и его агрегатов. И такая возможность есть: уже сейчас используются данные о следующих параметрах АТС.

Объект	Параметры
АТС	v — истинная скорость движения (по радарному или спутниковому датчику); a — ускорение; F — сила тяги; α — угол поворота АТС; L — расстояние до препятствия (со всех сторон при движении, сзади и сбоку при парковке); dv — скорость сближения; m — общая подрессоренная масса
ДВС	$M_{дв}$ — крутящий момент на валу, $N_{дв}$ — мощность; $g_{дв}$ — удельные потери; h — ход рейки ТНВД; θ — угол опережения зажигания; α — положение коленчатого вала; p — давление; t_0 — температура охлаждения; Q — расход воздуха; η — химический состав выхлопа; t — температура в цилиндрах и выхлопа; $M_{дв} = f(n_{дв})$ — линия наибольшей экономичности (по таблице)
Электрическая трансмиссия	U — напряжение; J — ток нагрузки генератора; f_i — частоты тока моторов; Φ_i — магнитные потоки моторов; t_i — температура их обмоток, магнитопроводов или охлаждающего агента; J_i — токи якорей моторов; $i_{вi}$ — токи возбуждения, где i — номера электромоторов
Гидромеханическая трансмиссия	Δp_i — перепады давления; Q — расход жидкости; t — ее температура; $q_{нас\,j}$ — рабочие объемы насосов; $q_{мот\,i}$ — рабочие объемы моторов, где j — номера насосов; i — номера гидромоторов

Колесо	ω_i — частоты вращения; R_i — радиусы колес; G_i — вертикальный нагрузки на колеса; α_i — их углы поворота; δ_i — коэффициент буксования; p_i — давления в шинах, где i — номера колес
Управление	α — угол поворота руля; $\alpha_{\text{пов гран}}$ — граничный угол поворота АТС; β — указатель режима движения
Салон	t — температура; χ — влажность; ξ — освещенность

Число измеряемых данных, разумеется, может быть и бóльшим, как и точность их измерения. Ведь многое из того, что невозможно зафиксировать или измерить сейчас, станет возможно в ближайшем будущем.

Как видим, выше приведены гипотезы, которые сформированы на базе представления о происходящих в элементах АТС физических процессах. С точки зрения физики они правильные. Тем не менее авторы понимают необходимость их экспериментальной проверки. Потому что научное познание всегда развивается по пути "гипотезы—экспериментальная проверка—теория". И начинать придется с аналитической (расчетной) проверки, или с так называемого мысленного эксперимента. Затем — эксперимент натурный, который окончательно опровергнет или подтвердит гипотезы. Но для экспериментов, особенно натурных, нужно иметь объект. В нашем случае — многоколесное полноприводное АТС с многодвигательной бесступенчатой трансмиссией, допускающей возможность независимого управления каждым двигателем (мотором колеса) в отдельности (лучше всего электрическую, наиболее совершенную из гибких трансмиссий). В распоряжении авторов такого АТС, к сожалению, нет. Поэтому они и вынуждены ограничиться гипотезами. Но и сейчас уже совершенно очевидно, что трансмиссия, допускающая оптимальное автоматическое управление, несомненно, должна быть полностью управляемой. По классификации, приведенной авторами в "АП", 2006, № 5, у гидростатических трансмиссий она должна быть построена по схеме

n(ГН + ГМ), электрических — Г + n(Р + Д),

где n — число активных (приводимых) колес АТС; ГН — гидронасос на валу ДВС; ГМ — гидромотор на валу колеса; Г — генератор; Р — регулятор электродвигателя; Д — электродвигатель.

АТС должно быть оборудовано системой автоматического регулирования трансмиссии, являющейся частью общей САР машины, способной работать по любому желаемому закону регулирования. Задавая поочередно закон, отражающий любую гипотезу управления, и введя его в САР, следует провести ходовые испытания этого АТС, тщательно фиксируя их результаты. При наличии альтернативных гипотез необходимо выполнить аналогичные испытания с САР, реализующей законы регулирования, которые построены в соответствии с этими и другими гипотезами, и сравнить между собой полученные результаты. Эксперимент, в частности, можно провести и на машине с частично управляемой трансмиссией — такой, как, например, у гидрохода "НАМИ-Сервис". Полученные результаты будут, разумеется, частными. Полностью же для эксперимента подходит машина с многодвигательным тяговым электроприводом, разработанная в МГТУ имени Н.Э. Баумана, и совсем неплохо, если бы специалисты данного вуза подключились к этой очень важной работе.

Возвращаясь к напечатанному

УДК 629.03.004.15

Полезная работа и КПД автомобиля. Одно уточнение

Д-р техн. наук М.А. ПОДРИГАЛО,
канд. техн. наук Н.М. ПОДРИГАЛО

Харьковский национальный АДУ

(В порядке обсуждения)

В течение ряда лет на страницах "АП" шла довольно острая полемика по проблеме энергетических показателей автомобиля. Ознакомившись со статьями, опубликованными в нем, мы тоже решили изложить свой взгляд на рассматриваемую тему. Причем сразу же скажем, что противоречим П.П. Евсееву в том, что существующая оценка транспортной работы и производительности автомобиля не соответствует ее физическому смыслу. Но, с другой стороны, нельзя не отметить, что оценка производительности автомобиля по развиваемой на колесах мощности удобна для конструкторов, которые еще не знают, где будет эксплуатироваться создаваемое ими АТС. Для потребителей же, наверное, важнее оценивать возможности данного АТС объемами (количеством) перевезенного им в единицу времени груза.

Теперь о полезной работе и затраченной энергии.

Именно так, на наш взгляд, следует называть компоненты, определяющие КПД любой машины или механизма: понятие затраченной энергии абсолютно, и эту энергию легко вычислить по количеству израсходованного топлива и его теплотворной способности. Однако понятие полезной работы, наоборот, относительно и определяется теми задачами, которые ставятся при анализе. С физической точки зрения автомобиль как физическое тело перемещается в потенциальном поле, роль которого выполняет гравитационное поле Земли. Работа по перемещению этого тела в потенциальном поле, как известно, равна разности потенциалов в начальной и конечной точках перемещения. То есть, если в процессе движения положение автомоби-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_п = 10^{-3}\, m_г g \psi v$	10^{-3} — коэффициент перевода Вт в кВт; $m_г$ — масса перевозимого груза; g — ускорение свободного падения; ψ — суммарный коэффициент дорожного сопротивления; v — скорость движения автомобиля
2	$\eta_{то} = \dfrac{A_{пс}}{H_u}$	$A_{пс}$ — работа сил полезного (производственного) сопротивления; H_u — низшая теплотворная способность израсходованного топлива
3	$A_{пс} = m_г g \bar{\psi} \beta l$	$\bar{\psi}$ — среднее значение суммарного коэффициента сопротивления движению; β — коэффициент использования пробега автомобиля; l — путь, проделанный автомобилем
4	$W_з = \dfrac{A_з}{\eta_e} = \dfrac{A_з}{\eta_i \eta_м}$	$A_з$ — работа двигателя автомобиля, выполненная в процессе транспортной операции; η_e, η_i, $\eta_м$ — КПД двигателя — соответственно эффективный, индикаторный и механический
5	$A_з = \dfrac{1}{\eta_{тр}\eta_к}\int_0^l (P_\psi + P_w + P_т)\,dl$	$\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии; $\eta_к$ — КПД колесного движителя; $P_\psi = (m_а + m_г)g\bar{\psi}$ — суммарная сила сопротивления движению автомобиля; $P_w = c_x F v_{ср}^2$ — сила сопротивления воздуха; $P_т$ — тормозная сила; c_x — коэффициент сопротивления воздуха; F — мидель автомобиля; $v_{ср}$ — средняя техническая скорость движения автомобиля на маршруте
6	$A_{тр} = \dfrac{1}{\eta_{тр}\eta_к}\left(\int_0^l P_\psi dl + \int_0^l P_w dl + \int_0^l P_т dl\right)$	—
7	$\int_0^l P_\psi dl = \int_0^{\beta l} \bar{\psi}(m_а + m_г)dl + \int_0^{(1-\beta)l} \bar{\psi} m_а dl = \bar{\psi} m_г g\left(\beta + \dfrac{m_а}{m_г}\right) l$	—
8	$\int_0^l P_w dl = \int_0^{\beta l} c_x F v_{ср}^2 dl = c_x F v_{ср}^2 l$	—
9	$A_{торм_{гр}} = \dfrac{S_{вр} m_а + m_г}{2}(v_2^2 - v_1^2)$	v_1 — конечная скорость автомобиля при торможении; v_2 — его начальная скорость
10	$A_{торм_{бг}} = \dfrac{\delta_{вр} m_а (v_2^2 - v_1^2)}{2}$	$\delta_{вр}$ — коэффициент учета вращающихся масс автомобиля
11	$A_{торм_{гр}} = \delta v m_г v_{ср}^2\left(\dfrac{\delta_{вр} m_а}{m_г} + 1\right)$	δv — относительное изменение скорости при торможении, $\delta v = \dfrac{(v_2 - v_1)}{\bar{v}}$
12	$A_{торм_{бг}} = \delta_{вр}\delta v v_{ср}^2 m_а$	—
13	$W_{торм} = \int_0^l P_т dl = \sum_{i=1}^{N_1} v_{ср}^2 \delta v_i (\delta_{вр} m_а + m_г) + \sum_{i=1}^{N_2} v_{ср}^2 \delta v_i m_а \delta_{вр}$	i — число торможений на маршруте
14	$\overline{W}_{торм} = \int_0^l P_т dl = \dfrac{l v_{ср}^2 (\delta_{вр} m_а + m_г) \sum_{i=1}^{n_{т1}} \delta v_i}{1000}$	$n_{т1}$ — число торможений на 1 км пути
15	$\sum_{i=1}^{n_{т1}} \delta v_i = n_{т1}\overline{\delta v}$	$\overline{\delta v}$ — средняя неравномерность движения автомобиля
16	$\overline{W}_{торм} = \dfrac{v_{ср}^2 l n_{т1} \overline{\delta v}(\delta_{вр} m_а + m_г)}{1000}$	—
17	$\eta_{то} = \eta_i \eta_м \eta_{тр} \eta_к \left\{1 + \dfrac{m_а}{\beta m_г} + \dfrac{v_{ср}^2}{\bar{\psi}}\left[\dfrac{c_x F}{\beta m_г g} + \dfrac{10^{-3}}{g}\left(1 + \dfrac{\delta_{вр} m_а}{m_г \beta}\right)\overline{\delta v} n_{т1}\right]\right\}^{-1}$	—
18	$\eta_д = \left\{1 + \dfrac{m_а}{\beta m_а} + \dfrac{v_{ср}^2}{\bar{\psi}}\left[\dfrac{c_x F}{\beta m_г g} + \dfrac{10^{-3}}{g} \times \left(1 + \dfrac{\delta_{вр} m_а}{\beta m_г}\right)\overline{\delta v} n_{т1}\right]\right\}^{-1}$	—

ля относительно уровня моря не изменяется, то работа, которую можно было бы считать полезной, равна нулю. Так что об определении полезной работы нужно изначально договариваться. То, что в одном случае считается полезным, в другом может оказаться бесполезным.

На наш взгляд, под полезной работой надо понимать ту часть затрат энергии топлива, избежать которых невозможно, поскольку они не зависят от конструкции автомобиля.

Такой подход предложен Н.М. Подригало с ее соавторами и соответствует предложениям П.П. Евсеева: полезной следует считать мощность на колесах (мощность $N_п$ перемещения надо вычислять. И причем по формуле № 1 в таблице).

Но здесь возникает сомнение: один и тот же груз можно перевозить на автомобилях различной собственной массы. Причем энергия, затраченная на перемещение данной массы, действительно, бесполезная, или потерянная. Кроме того, если быть последовательным, энергию, затраченную на преодоление сопротивления воздушной среды, также следует признать бесполезно затраченной, поскольку ее величина зависит от совершенства конструкции автомобиля (фактора обтекаемости).

Таким образом, определение полезной работы (мощности), предложенное П.П. Евсеевым, безусловно, правильное. Однако в его работах, как и в работе А.А. Токарева ("АП", 1997, № 9), при оценке КПД учитывается не все. В том числе казалось бы такая "мелочь", как организация процесса движения автомобиля (наличие перекрестков), влияющего на число торможений. Кроме того, совершенно очевидно, что число торможений также влияет на непроизводительные потери энергии. Не учитывается и соотношение пробегов автомобиля с грузом и без него. То есть анализ базируется не на цикловом, а на мгновенном КПД автомобиля.

И это серьезно. Ведь цикловой КПД — это отношение полезной работы к затраченной энергии, а мгновенный — отношение соответствующих мощностей. Использование же мгновенного КПД справедливо для режима движения АТС с неизменными параметрами этого процесса, о чем, к сожалению, забывают многие авторы, а не только П.П. Евсеев. В результате применительно к автомобилю можно получить КПД больше единицы (с физической точки зрения такой эффект возможен, например, при свободном выбеге автомобиля).

Чтобы избежать таких ошибок при энергетическом анализе, необходимо применять только цикловой КПД автомобиля.

На такой точке зрения стоят многие исследователи. В том числе и авторы данной статьи, которые предлагают вниманию читателей свой вариант оценки КПД автомобиля.

Цикловый КПД машины или механизма вычисляют, как известно, за время цикла установившегося движения. Для автомобилей такой цикл — одна транспортная операция. КПД в данном случае подсчитывается по формуле № 2. Входящая в нее полезная работа ($A_{пс}$) автомобиля — работа перемещения груза на заданное расстояние. Сопротивление воздушной среды, как сказано выше, нельзя считать полезным, поскольку оно не зависит от массы перевозимого груза, а определяется миделем АТС, его аэродинамическими показателями и скоростью движения. Ведь не секрет, что при движении с минимальной скоростью груз можно переместить на заданное расстояние с минимальными затратами энергии на преодоление сопротивления воздуха.

Учитывая сказанное, полезную работу по перемещению груза можно определить по формуле № 3.

Что же касается затраченной при этом энергии $W_з$ топлива, то ее величину дает формула № 4.

Как видим, никакие закономерности физики здесь не нарушены. Теперь перейдем к деталям.

Работа двигателя при выполнении транспортной операции рассчитывается по формуле № 5. В целях большей физической наглядности преобразуем ее в формулу № 6 и рассмотрим каждый член правой ее части. Работа сил суммарного дорожного сопротивления вычисляется по формуле № 7; работа силы сопротивления воздуха (если принять, что габариты груза и форма грузовой платформы не увеличивают сопротивление воздуха при загрузке) — по формуле № 8, работа тормозных сил, зависящая от многих факторов, в том числе от условий движения, скорости движения и необходимости ее регулирования в определенных пределах, при служебном (единичном) торможении автомобиля с грузом — по формуле № 9, а без груза — по формуле № 10. Или, в упрощенном варианте, по формулам № 11 и 12.

Предположим, что за одну транспортную операцию автомобиль совершает N случайных торможений, причем N_1 из них — в груженом состоянии и N_2 — в порожнем. Тогда суммарную энергию, рассеянную в тормозах за одну транспортную операцию, дает формула № 13. Или, если определять суммарное число торможений через их число на 1 км пути, то формула № 14. Или, если пойти дальше и относительное изменение скорости усреднить (формула № 15), то получаем формулу № 16.

На основании сказанного выше путем несложных преобразований формула № 2 становится формулой № 17.

Входящая в данную формулу часть, которая ограничена фигурными скобками, представляет собой динамическую составляющую циклового КПД автомобиля (формула № 18).

Анализ степенной части формул № 17 и 18 показывает, что с ростом $v_{ср}$, C_xF, $\delta_{вр}$, $\overline{\delta v}$, $n_{т1}$ и уменьшением β КПД транспортной операции уменьшается; увеличение $\bar{\psi}$, наоборот, повышает КПД автомобиля на транспортной операции. Влияние схемы и типа конструкции трансмиссии на цикловой КПД характеризуется коэффициентом $\delta_{вр}$, снижение которого улучшает технико-экономические показатели автомобиля.

Таким образом, предложения П.П. Евсеева надо признать не только назревшими, но и в общетеоретическом смысле абсолютно правильными. Но, как всякие теоретические предложения, они нуждаются в конкретных уточнениях. В частности, для оценки эффективности транспортной работы автомобиля необходимо использовать не мгновенный, а цикловой КПД автомобиля, представляющий собой отношение работы по перемещению груза к энергии топлива, затраченной на выполнение транспортного цикла; работу по перемещению груза считать эквивалентной работе, выполненной автомобилем массой $m_а$ при преодолении пути l с суммарным дорожным сопротивлением $\bar{\psi}$.

УДК 621.43

Автомобильный прямоточный двигатель со свободнопоршневым генератором газов

А.А. РЫБАКОВ

Автомобильный ДВС с кривошипно-шатунным механизмом при всех его несомненных достоинствах имеет один существенный недостаток: у него крайне неблагоприятная моментная характеристика — наибольший крутящий момент он развивает только на максимальных частотах вращения коленчатого вала. Со снижением же частоты момент резко уменьшается, а на режиме холостого хода становится равным нулю. Поэтому для коррекции моментной характеристики приходится применять коробку передач, вариатор и т. д.

Второй из автомобильных двигателей, газотурбинный, обладает идеальной моментной характеристикой (при постоянных параметрах газа крутящий момент обратно пропорционален скорости вращения вала), однако у него очень низкий адиабатический КПД процесса горения топлива на малых и средних частотах, обусловленный значительными перетечками газов через зазоры между лопатками турбины и ее корпусом. Результат — неприемлемо высокие удельные расходы топлива. Правда, этот недостаток устраняется, если вместо турбинного компрессора применять поршневой, у которого перетечки газов через зазоры между поршнем и цилиндром пренебрежительно малы и, следовательно, адиабатический КПД во всем диапазоне угловых скоростей вала постоянен. Главное же, сохраняется важнейшее качество ГТД — идеальная моментная характеристика.

Такой двигатель, очевидно, должен состоять из двух агрегатов — поршневого генератора газов и тяговой расширительной машины турбинного или поршневого типа. Но до сих пор был известен только один тип такого двигателя. Продукты сгорания в нем генерируются внутри цилиндра свободнопоршневого агрегата, а затем подаются на тяговую турбину, с вала которой снимается полезная мощность. То есть продукты сгорания проходят две стадии расширения: сначала в цилиндре свободнопоршневого генератора газов, а затем в тяговой турбине. Поэтому их давление на входе в турбину не превышает давления в конце расширения продуктов сгорания в цилиндре. Таким образом, полезную работу на тяговой турбине совершает только часть энергии расширения продуктов сгорания. Например, в силовом агрегате экспериментального грузового автомобиля фирмы "Дженерал Моторс" максимальное давление продуктов сгорания составляло 14 МПа (140 кгс/см^2), а на входе в тяговую турбину — лишь 0,3 МПа (3 кгс/см^2), что не позволило добиться приемлемых массово-габаритных показателей силовой установки.

Есть и еще одно решение — прямоточный двигатель с камерой сгорания, расположенной вне цилиндра, что обеспечивает на входе в тяговую расширительную машину давление, равное давлению в камере сгорания. Иначе говоря, гарантирует предельно высокую степень расширения газов на турбине.

Данное решение, по сути, относится только к генератору газов, поэтому именно его принцип действия и рассматривается ниже.

Возможны два варианта свободнопоршневого генератора газов — с двумя (рис. 1) или одним (рис. 2) поршнем привода компрессора.

Начнем с работы первого.

В камеру сгорания *9* форсункой *6* подается топливо, которое воспламеняется свечой *12*. Продукты сгорания через открытый клапан *1* (клапан *19* закрыт) поступают в левую полость поршня *2* привода компрессора, в результате чего он, а также соединенные с ним штоком *3* поршень *10* компрессора и поршень *18* привода перемещаются вправо. При движении поршня *2* воздух из правой его полости выдавливается в атмо-

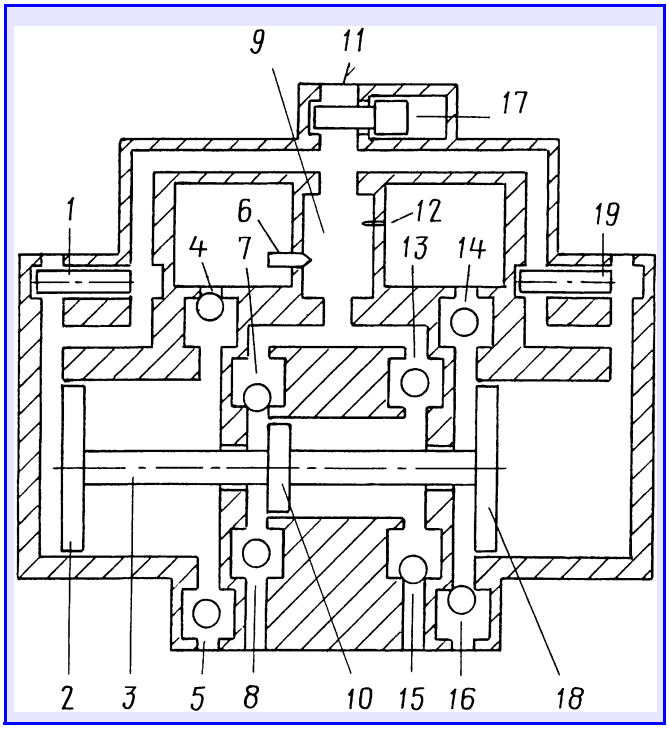


Рис. 1. Свободнопоршневой генератор газов с двумя поршнями привода компрессоров:

1 и *19* — газораспределительные клапаны; *2* и *18* — поршни привода компрессора; *3* — шток; *4*, *5*, *7*, *8*, *13*, *14*, *15* и *16* — воздухораспределительные клапаны; *6* — форсунка; *9* — камера сгорания; *10* — поршень компрессора; *11* — распределительный коллектор; *12* — свеча зажигания; *17* — дроссельная заслонка

сферу через клапан *5*; в левую полость поршня *10* через клапан *8* засасывается воздух из атмосферы, а воздух, находящийся в правой его полости, через клапан *13* поступает в камеру сгорания, пополняя расход кислорода в процессе горения топлива. Открытый клапан *19* позволяет воздуху свободно вытекать из правой полости поршня *18*, не оказывая сопротивления движению поршней. В левую полость поршня *18* через клапан *14* засасывается воздух из атмосферы. Как только поршни достигнут окрестностей своего крайнего правого положения, система управления (на рисунке не показана) закрывает клапан *1* и открывает клапан *19*. Благодаря чему газы из камеры сгорания через клапан *19* поступают в правую полость поршня *18*, и поршни начинают движение влево, а воздухораспределительные клапаны переходят в противоположные положения. Поэтому отработавшие газы из левой полости поршня *2* мимо левого торца клапана *1* вытекают в атмосферу; воздух из атмосферы через клапан *4* засасывается в правую полость этого поршня; воздух из левой полости поршня *10* через клапан *7* подается в камеру сгорания; воздух из атмосферы через клапан *15* засасывается в правую полость поршня *10*; воздух из левой полости поршня *18* через клапан *16* выбрасывается в атмосферу.

В дальнейшем система управления, переводя клапаны *1* и *19* из одного крайнего положения в другое, обеспечивает подачу воздуха в камеру сгорания. Пульсации подачи воздуха сглаживаются воздушным ресивером (на рисунке не показан).

При достижении рабочего давления газов в камере сгорания открывается дроссельная заслонка *17*, и генерируемые газы через распределительный коллектор *11* поступают в тяговую расширительную машину, с вала которой снимается крутящий момент.

Управление текущей мощностью двигателя осуществляется изменением интенсивности подачи топлива в камеру сгорания. Вибрации, возникающие в результате реакции от движения поршней, гасятся двумя генераторами газов, располагающимися таким образом, что оси симметрии поршней находятся на одной прямой, а поршни двигаются в противофазе.

Поршни привода компрессора подвергаются воздействию генерируемых газов высокой температуры, потому-то и требуют охлаждения. Такое охлаждение обеспечивается, можно сказать, автоматически. При движении поршней, например, слева направо из камеры сгорания в левую полость поршня *2* поступают газы, и часть их теплоты передают поршню, а воздух из правой полости поршня, вытекая в атмосферу, попутно охлаждает поршень.

Аналогичным образом охлаждается и поршень *18*. Но если поршни привода компрессора, кроме того, изготовлять из жаропрочного материала, то схему генератора газов можно упростить. Это позволит снизить массу подвижных частей, что, в свою очередь, увеличит частоту рабочих циклов, т. е. удельную мощность двигателя в целом.

Примерно так же работает и генератор газов с одним поршнем привода компрессора (рис. 2).

В камеру сгорания *4* форсункой *3* подается топливо, которое воспламеняется свечой *5*. Продукты сгорания по каналу *11* поступают в правую полость поршня *10*

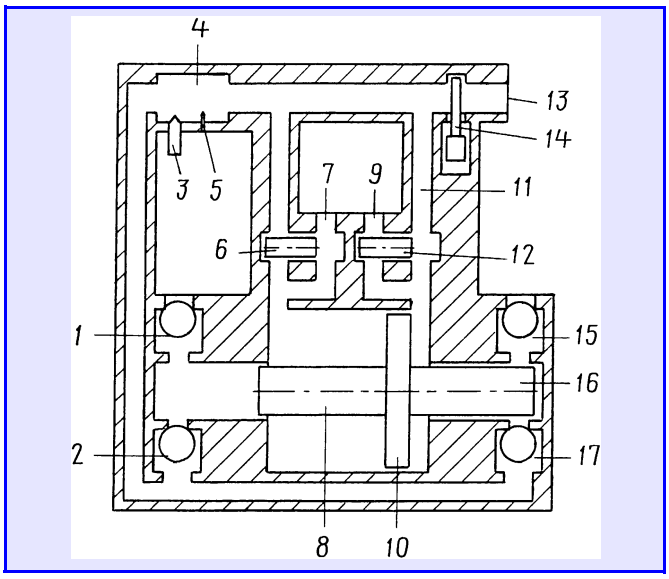


Рис. 2. Свободнонесущий генератор с одним поршнем привода компрессора:
1, *2*, *15* и *17* — клапаны компрессора; *3* — форсунка; *4* — камера сгорания; *5* — свеча зажигания; *6* и *12* — клапаны управления потоком газов; *7* и *19* — выпускные каналы; *8* и *16* — поршни компрессора; *10* — поршень привода компрессора; *11* — газовый канал; *13* — коллектор тяговой турбины; *14* — дроссельная заслонка

привода компрессора, с которым соединены поршни *8* и *16* компрессора, которые начинают движение влево. Клапан *1* закрыт, а клапан *2* открыт, поэтому воздух через него из-под поршня поступает в камеру сгорания, поддерживая тем самым процесс горения топлива. Одновременно через клапан *15* (клапан *17* закрыт) в полость поршня *16* воздух засасывается из атмосферы, а отработавшие газы из левой полости поршня *10* по каналу *7* вытекают в атмосферу.

Когда поршни достигают крайнего левого положения, система управления (на рисунке не показана) переводит клапаны *6* и *12* в противоположные положения. Теперь продукты сгорания из камеры сгорания через открывшийся клапан *6* поступают в левую полость поршня *10*, и вся система поршней начинает движение вправо. Отработавшие газы из правой полости поршня через выпускные каналы *9* вытекают в атмосферу, клапан *15* закрывается, а через открывшийся клапан *17* воздух подается в камеру сгорания, и процесс горения топлива продолжается.

По достижению в камере сгорания рабочего давления открывается заслонка *14*, и газы по коллектору *13* направляются в тяговую расширительную машину.

Основные достоинства прямоточного двигателя со свободнопоршневым генератором газов следующие.

1. Идеальная, как сказано выше, для использования в качестве автомобильного двигателя тяговая характеристика — при постоянных параметрах газа крутящий момент обратно пропорционален частоте вращения вала, т. е. при трогании автомобиля с места и разгоне крутящий момент максимален, что позволяет обходиться без механизмов перемены передач.

2. Расход топлива прямо пропорционален развиваемой мощности, т. е. КПД постоянен во всем диапазоне нагрузок на двигатель.

3. Прямоточность и непрерывность рабочего процесса резко улучшает удельные массово-габаритные показатели двигателя.

4. Данный двигатель, в отличие от классического ДВС, менее требователен к физико-химическим характеристикам топлива: он способен работать на всех сортах моторных топлив, не требует антидетонационных присадок.

5. В варианте, когда применяется поршневая тяговая расширительная машина, за счет двухтактности вдвое увеличивается удельная мощность двигателя. Кроме того, на удельную мощность оказывает положительное влияние тот факт, что расширение продуктов сгорания во всех цилиндрах однотипно расширению пара в паровой машине, т. е. максимальное давление продуктов сгорания почти постоянно на протяжении всего такта расширения.

6. Использование жаропрочных материалов позволяет добиться рабочего процесса при коэффициенте избытка воздуха, близком к единице, без рециркуляции отработавших газов, т. е. обеспечить высокое значение КПД двигателя.

7. Охлаждение стенок всех цилиндров, распределительного коллектора и камеры сгорания воздухом дает возможность реализовать высокотемпературное охлаждение (положительно сказывается на КПД) и исключить необходимость в жидкостном охлаждении. Что, в свою очередь, гарантирует высокие пусковые качества даже при низкой температуре воздуха и быстрый выход двигателя на любой режим мощности.

В заключение следует отметить еще одно качество прямоточного двигателя — отсутствие механической связи генератора газов с тяговой машиной. Это означает: генератор газов может выступать в роли унифицированного энергомодуля, а несколько модулей — одной или группы тяговых машин. Открывается возможность более свободно размещать генераторы газов на транспортном средстве и подключать к каждому колесу свою тяговую машину.

Отсюда вытекают несколько следствий.

Во-первых, составляющие энергосистемы могут быть легко унифицированы, т. е. стать пригодными для оснащения различных моделей транспортных средств, что при массовом производстве снижает их стоимость в пересчете на единицу мощности. Во-вторых, энергосистема приобретает уникальную живучесть. В случае выхода из строя одного или нескольких генераторов газа или тяговых машин транспортное средство сохраняет способность к движению, хотя и в ущерб динамическим качествам.

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 629.1.066

Проблемы диагностирования электрооборудования автомобилей

Канд. техн. наук А.Н. РУМЯНЦЕВ

Калининградский ГТУ

Исторически сложилось так, что выпускаемые автомобильные электрические системы управления, регулирования, контроля и сигнализации отличаются большим разнообразием конструкций, элементной базы и принципами работы. Что уже само по себе усложняет диагностирование элементов, узлов и цепей электрооборудования. А ведь на его долю, как свидетельствует статистика, за время эксплуатации автомобиля приходится от 15 до 40 % неисправностей (отказов), устранение которых весьма накладно. Особенно если учесть, что уже сейчас 50 % себестоимости некоторых АТС приходится на электрооборудование.

Но многообразием изделий электрооборудования, выполняющих, по сути, одни и те же функции, дело, к сожалению, не ограничивается: диагностированию (поиску неисправности) мешает и множество других причин, основные из которых следующие.

1. Во все модели и модификации автомобилей и даже в одну модель в течение нескольких лет выпуска производители, как правило, вносят немало изменений в каждую электрическую схему и алгоритм ее работы, что часто не отражается в технической документации.

2. Расширение номенклатуры коммутационных цепей и усложнение их иерархии не сопровождается встраиванием разъемов для подключения контрольно-измерительных приборов. Например, первое поколение автомобильных микропроцессорных систем, которое еще до сих пор сохраняется в эксплуатации, вообще не имеет диагностического разъема для подключения сканера. А если он где и был предусмотрен, то требует применения фирменного прибора с мало распространенным интерфейсом и узкоспециализированным программным обеспечением. Кроме того, объем памяти диагностического запоминающего устройства контроллера на таких автомобилях невелик, поэтому список вероятных неисправностей оказывается недопустимо малым. Правда, с середины 1990-х годов на большинстве легковых автомобилей стали устанавливать унифицированный разъем OBD II, к которому можно подключать универсальный сканер, поддерживающий несколько протоколов обмена информацией с автомобильным контроллером. Но, как показывает практика, даже в этих условиях не все автомобильные системы обмениваются информацией со сканером, а код неисправности часто не соответствует действительности и требует перепроверки.

3. Автомобильное электрооборудование работает в широких диапазонах температур, давлений, влажно-

сти, вибраций. Поэтому появляются "кочующие", т. е. самопроизвольно возникающие и пропадающие, неисправности, которые водитель обнаруживает по поведению автомобиля, но никакой сканер (проверка ведется в стабильных условиях СТО) считать их с бортового контроллера не может.

4. Для защиты электрооборудования и автомобиля в целом от возгорания из-за электрических замыканий в проводке и узлах в монтажных блоках применяется иерархическая схема подключения множества плавких, термо- и биметаллических предохранителей. Но блоки предохранителей располагаются в разных точках автомобиля, часто труднодоступных для диагностики и ремонта.

5. С начала 2000-х годов стали появляться автомобили, оснащенные мультиплексными шинами (CAD, LIN, MOST и др.); скорость обработки данных возросла с 20 кбит/с до 25 Мбит/с; разрядность шины данных микропроцессоров повысилась с 4—8 разрядов до 16—32 битов; к одной шине подключается множество блоков с разным приоритетом. Кроме того, для передачи информации начинают применять не только традиционные шины, но и оптоволоконные линии связи, делая каналы связи гибридными. Более того, на некоторых "навороченных" автомобилях программное обеспечение компьютерной сети может устанавливаться как стационарно в условиях фирменного центра, так и через Интернет. Нарушение электропроводки шины или наличие вируса в ней смертельно: они могут вывести из строя всю автомобильную сеть. Оборудования же и методов диагностирования всего перечисленного в эксплуатации пока явно недостаточно. Как и специалистов, владеющих тем и другим.

6. Чтобы обеспечить электрической энергией все новые и новые ее потребители, производители вынуждены увеличивать мощность генерирующей подсистемы автомобиля. Причем для экономии меди в проводниках они постепенно повышают бортовое напряжение. И дело не ограничивается традиционной цепочкой "6 → 12 → 24 В": сейчас уже многие говорят о неизбежности перехода на 36 В. Что, естественно, усложнит конструкцию и затруднит применение тех технических средств диагностирования, которыми в настоящее время располагают СТО.

7. В системах управления часто закладываются адаптационные алгоритмы, которые скрывают неисправности, постепенно возникающие в процессе эксплуатации данных систем. Поэтому об исправности того же двигателя приходится судить по косвенным признакам: повышенному расходу топлива, ухудшению динамических характеристик автомобиля и т. п. То есть по признакам, которые может обнаружить далеко не каждый водитель.

8. Характеристики датчиков и исполнительных механизмов во время эксплуатации постепенно "уходят", т. е. эти устройства начинают давать погрешности, превышающие предельно допустимые их значения, что делает диагностирование электрооборудования недостоверным.

9. Механические допуски элементов и узлов, параметры пневматических и гидравлических систем регулирования значительно чаще, чем электронных, выходят за допусковый "коридор" и значительно влияют на работу последних.

10. Во время проведения на автомобиле сервисных и ремонтных работ, не связанных с электрооборудованием, часто повреждаются электрические коммуникации и блоки, не подключаются или неправильно подключаются разъемные соединения, что приводит к появлению новых неисправностей.

Таким образом, причин, усложняющих диагностирование электрооборудования современных автомобилей, действительно много. Причем отрицательные последствия некоторых из них со временем будут только усиливаться.

Так, если взять системы генерирования электроэнергии, то здесь, очевидно, больших изменений не предвидится: тандем "генератор—аккумуляторная батарея" как был, так и останется. То же самое и с системами пуска двигателя: замены электростартеру не придумано. Но в отношении систем управления ДВС такого не скажешь. В эксплуатации сейчас находятся и карбюраторы с электронным управлением, и системы механического распределенного впрыскивания топлива с электронным регулированием, и системы одноточечного (моно) впрыскивания, и системы распределенного впрыскивания топлива электромагнитными форсунками, расположенными над впускными клапанами двигателя, и, наконец, системы непосредственного впрыскивания электромагнитными форсунками в камеру сгорания двигателя. Причем каждая такая система имеет свои характеристики, комплектацию датчиков и исполнительных механизмов, алгоритм функционирования.

Системой управления трансмиссией оснащены автоматические коробки передач, алгоритмы управления которыми имеют несколько режимов работы (экономичный, зимний, спортивный и др.). Для управления тормозами применяются электронные подсистемы, препятствующие полной остановке одного колеса при замедлении (предотвращение заноса). И, наоборот, при ускорении — препятствующие пробуксовке одного ведущего колеса. В рулевом управлении применяются усилители, а также электронные и электромеханические системы, реализующие сложный закон изменения угла поворота руля и передних колес в зависимости от скорости движения.

Для создания комфортных условий водителю и пассажирам в автомобиле устанавливается система управления климатом (климат-контроль). Обязательным атрибутом систем активной безопасности стали подушки безопасности, с которыми возникли проблемы самопроизвольного их срабатывания или несрабатывания при авариях. Огромным разнообразием отличаются системы блокировки и сигнализации, препятствующие проникновению посторонних лиц в салон автомобиля и его угон.

Этот перечень можно продолжить, однако и сказанного, думается, достаточно, чтобы доказать: для эффективного диагностирования все усложняющегося автомобильного электрооборудования необходимы новые и непрерывно обновляемые методы, алгоритмы и технические средства. Но не только: нужно еще, чтобы разработчики и производители автомобильной техники больше думали не только о тех, кто работает на сборочном конвейере, но и о тех, кто будет эксплуатировать АТС, в том числе — диагностировать.

УДК 629.4.077

Алгоритмы поиска неисправностей и выбора режима управления электрогидравлической тормозной системы АТС

Е.С. БАЛЯСНИКОВ

МГТУ "МАМИ"

При разработке электрогидравлической тормозной системы (см. "АП", 2007, № 4) специалисты МГТУ "МАМИ" особое внимание уделили двум проблемам — сбоям в ее работе и возможности резервного торможения при отказе одного или нескольких ее компонентов. В частности, для решения первой из проблем они создали специальный алгоритм (рис. 1) поиска ошибок в процессе работы системы, который функционирует следующим образом.

На первом (I) шаге программы измеряются: текущее давление $p_{тек}$ в колесном тормозном механизме; заданная водителем (педалью) величина давления $p_{зад}$; давление $p_{акк}$ в гидроаккумуляторе; время $T_{гн}$ управления электроприводом гидронасоса, зависящее от $p_{акк}$ и потоков через электромагнитные клапаны. На втором (II) шаге вычисляется отклонение $\Delta = p_{зад} - p_{тек}$, зависящее от динамических характеристик регулятора давления. Причем значения $p_{зад}$, $p_{тек}$ и $p_{акк}$ берутся в соответствии с семейством характеристик, характеристических кривых и таблиц, полученных опытным путем. И берутся таким образом, чтобы величина допустимого отклонения Δ была больше в случае бóльших текущих значений давлений. Учитывается также и разность между текущей величиной давления в тормозном механизме и величиной давления в гидроаккумуляторе.

Заданное изменение давления $p_{акк}$ формируется как функция $T_{гн}$ и реального изменения давления, т. е. в виде $dp_{а\ зад}/dt = f(T_{гн})$.

На третьем (III) шаге проверяется, есть ли команда на торможение (равно ли нулю заданное значение давления $p_{зад}$). Если торможение отсутствует, то на четвертом (IV) шаге проверяется, не является ли разность Δ большей, чем рассчитанное допустимое отклонение Δ_{max}. При этом учитывается время, которое необходимо регулятору давления для уменьшения разности $\Delta = p_{зад} - p_{тек}$. Если данная разность лежит в допустимых пределах, то это означает, что система работает без ошибок и регулирует величину давления в тормозном механизме с тем качеством, которое она способна обеспечить. Если же $\Delta > \Delta_{max}$, то на пятом (V) шаге проверяется, является ли величина изменение $dp_{акк}/dt$ давления в гидроаккумуляторе меньше заданного отрицательного значения (быстрый разряд гидроаккумулятора). И если данное условие не выполняется, то формируется сигнал "Ошибка 1" (VI шаг), который указывает на нежелательный прирост давления в тормозном механизме на режиме отсутствия торможения. Что означает: необходимо изолировать негерметичный или оставшийся открытым впускной клапан.

Если изменение $dp_{акк}/dt$ давления в гидроаккумуляторе не меньше заданного отрицательного значения, то формируется "Ошибка 2" (VII шаг).

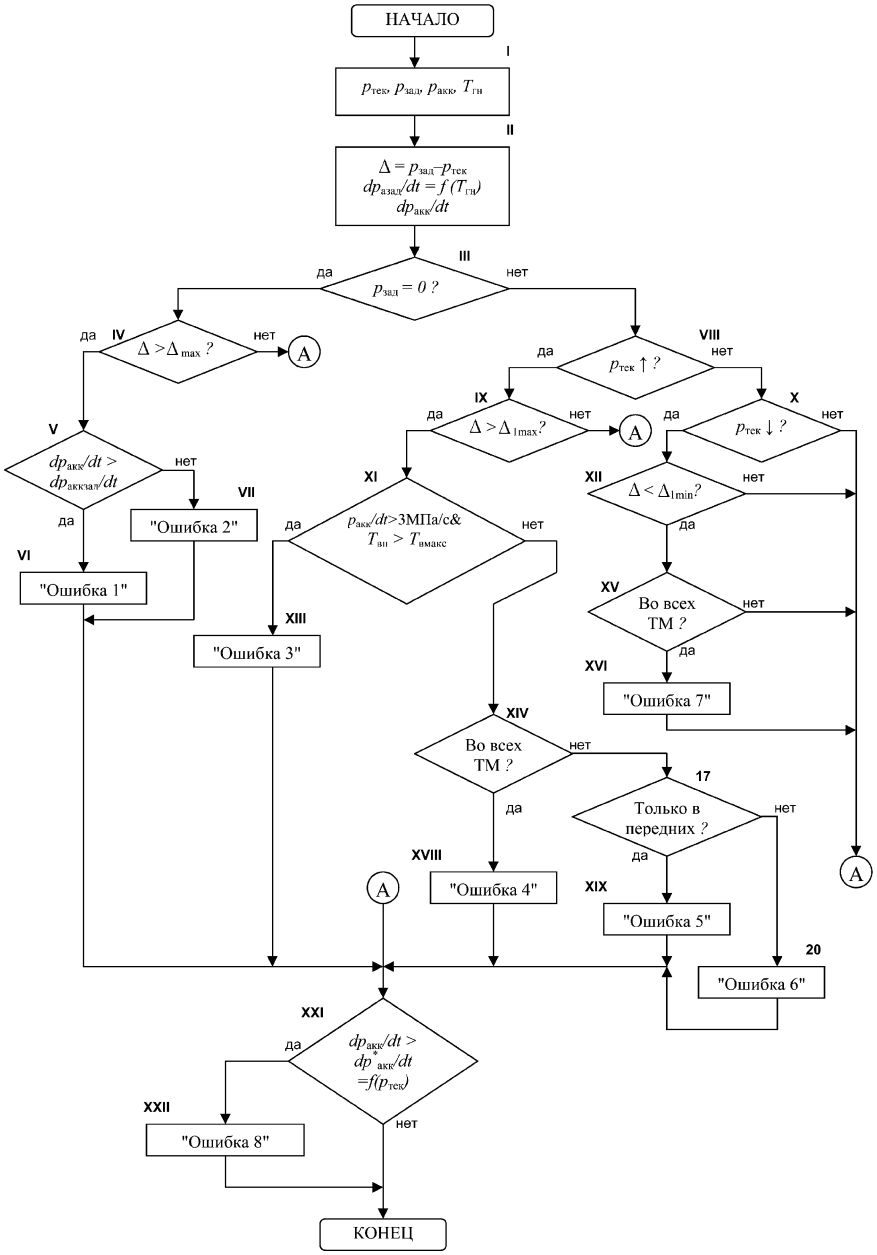


Рис. 1

Эта ошибка возникает, когда датчик давления неисправен, т. е. дает неправильный сигнал (значение), или тормозная жидкость нагрелась и расширилась в замкнутом контуре. Что в тормозных механизмах передней оси возможно из-за неисправного впускного клапана, клапана температурной компенсации или засорения гидросистемы, а в задних — из-за заклинивания в закрытом состоянии выпускного клапана или его засорения.

После VI и VII шагов текущее изменение давления в гидроаккумуляторе, измеренное в течение некоторого времени, сравнивается с расчетным значением изменения этого давления (XXI шаг), являющегося функцией текущего давления в тормозном механизме. Если давление в аккумуляторе значительно больше, чем требуется для торможения, то формируется "Ошибка 8" (XXII шаг). Данная ошибка указывает на наличие в гидросистеме воздуха.

На этом выполнение программы заканчивается.

Как видно из рис. 1, в алгоритме есть и другие ветви.

Так, если условие III шага не выполняется, то на VIII шаге проверяется, есть ли на данный момент рост давления в контуре соответствующего колесного тормозного механизма, т. е. открыт ли впускной клапан. Если да, то на IX шаге сравниваются значения текущего отклонения Δ с рассчитанным максимальным Δ_{max}. Если эта разность лежит в допустимом диапазоне, то на XI шаге проверяется, превысило ли время $T_{вп}$ работы впускного клапана заданное максимальное его значение $T_{вп_{max}}$ (например, 2 с) и превышает ли изменение давления в гидроаккумуляторе заданное предельное его значение (3 МПа/с). При истинности данного условия формируется "Ошибка 3" (XIII шаг): соответствующий выпускной клапан не закрылся или произошла утечка в контуре между гидроаккумулятором и разделительным поршнем.

Если хотя бы одно из условий XI шага не выполняется, тогда проверяется (XIV шаг) выполнение этого же условия шага во всех четырех колесных тормозных механизмах. Если же все условия выполняются, то формируется "Ошибка 4" (XVIII шаг) — отказ источника гидравлической энергии. Если неисправность присутствует не во всех тормозных механизмах, а (при выполнении условия XVII шага) только в передних, то формируется "Ошибка 5" (XIX шаг). Что означает: разделительные поршни находятся в упорах.

Если условие XVIII шага ложно, т. е. неисправность только в одном тормозном механизме, то формируется "Ошибка 6" (XX шаг). Это говорит о том, что впускной клапан закрыт, существует утечка между разделительным поршнем и поршнем тормозного механизма, засорен данный гидравлический контур, открыт или пропускает температурно-компенсационный клапан или неисправен датчик давления.

Номер режима управления	Содержание режима	Причины перехода на режим	Состояние контура	Необходимая дополнительная функция системы
1	Отключение одного тормозного механизма	Неисправен выпускной клапан; утечка в контуре	Балансировочный клапан в соответствующей оси закрыт. Клапан температурной компенсации закрыт	Поддержание курсовой устойчивости автомобиля
2	Совместное управление величиной давления в тормозных механизмах передней оси; в механизмах колес задней оси — раздельное	Неисправен один из впускных клапанов в передней оси (не открывается); неисправен один из выпускных клапанов в передней оси (не закрывается); неисправен балансировочный клапан в передней оси (не закрывается); неисправен один из датчиков давления в передней оси	Балансировочный клапан в передней оси открытю. Клапаны температурной компенсации закрыты	Трехканальный алгоритм работы АБС
3	Совместное регулирование величины давления в механизмах задней оси и раздельное — в механизмах колес передней оси	Неисправен один из впускных клапанов в задней оси Неисправен балансировочный клапан в задней оси Неисправен один из датчиков давления в задней оси	Балансировочный клапан в задней оси открыт	Трехканальный алгоритм работы АБС
4	Обычное, в зависимости от усилия на педали, торможение колес передней оси и электрогидравлическое — колес задней оси	Неисправны оба впускных клапана в передней оси Неисправны оба выпускных клапана в передней оси Неисправны оба датчика давления в передней оси	Изолирующие клапаны открыты; клапаны температурной компенсации закрыты	АБС — только для задней оси
5	Раздельное регулирование величины давления в механизмах колес передней и задней осей	Неисправен один из двух впускных клапанов в каждой из осей Неисправны оба балансировочных клапана Неисправен один из датчиков давления в каждой из осей	Балансировочные клапаны открыты	Двухканальный алгоритм работы АБС
6	Резервирование	Отказ источника гидравлической энергии Отказ источника электрической энергии Неисправность блока управления Неисправны изолирующие клапаны Неисправен впускной клапан (не закрывается)	Все электромагнитные клапаны выключены	АБС выключена

После выполнения XIII, XVIII, XIX и XX шагов и в случае ложности условия IX шага программа продолжается с XXI шага.

Если VIII шаг показал, что режим увеличения давления отсутствует, то проверяется, существует ли в данный момент режим уменьшения давления (IX шаг). Если он есть, то на XII шаге проверяется, находится ли разность Δ в пределах заданного допустимого значения $\Delta_{1_{min}}$. Если да, то на XV шаге проверяется то же самое условие для остальных колес, и при его выполнении формируется "Ошибка 7" (XVI шаг). То есть во всех четырех тормозных механизмах есть давление, хотя его не должно быть. Такой вариант возможен в случаях засорения обратного контура или высокого уровня тормозной жидкости в бачке.

После выполнения XVI шага или ложности условий XII и XV шагов программа продолжает работу с XXI шага.

Таким образом, рассмотренный выше алгоритм действительно позволяет системе управления различать проявления различных неисправностей модулирования давления индивидуально, в каждом тормозном механизме. И отключать такой механизм, сохраняя тем самым работоспособность тормозной системы хотя и на более низком, но все-таки достаточном для безопасности движения уровне. Остается лишь выбрать, в зависимости от неисправности, нужный вариант управления тормозной системой при следующем торможении. Причем вариант, который гарантирует максимальное использование электрогидравлики или переход на режим обычного гидравлического торможения.

Между крайними вариантами ("электрогидравлическая система исправна—электрическая часть системы отключена полностью") возможны (см. таблицу) и, так сказать, промежуточные варианты управления, которые и представляют собой решение специалистами МГТУ "МАМИ" второй из названных в начале статьи проблем.

Алгоритм переключения режимов работы при обнаружении ошибок приведен на рис. 2. Соответствующая ему программа выполняется после программы поиска неисправностей.

На I шаге алгоритма проверяется, имели ли место "Ошибка 1", "Ошибка 4" или "Ошибка 7". Если да, то регулирование тормозного усилия с помощью электроники невозможно и система выполняет II шаг, т. е. переходит в режим резервного торможения (режим № 6), при котором все клапаны обесточены и торможение осуществляется за счет прямой гидравлической связи между педалью тормоза и колесными тормозными механизмами. Работа программы заканчивается.

Если ни одной из перечисленных выше "ошибок" нет, то осуществляется VI шаг, т. е. проверяется, возникла ли "Ошибка 3". Если да, то на VII шаге данный гидравлический контур отключается (режим № 1); если нет, то на VIII шаге проверяется наличие "Ошибки 5", и при ее наличии выдается (IX шаг) предупреждение о возможно низком уровне тормозной жидкости в бачке. Если нет, то проверяется (X шаг) наличие "Ошибки 6". Если она есть, то для повышения величины давления в данном тормозном механизме необходимо использовать впускной кла-

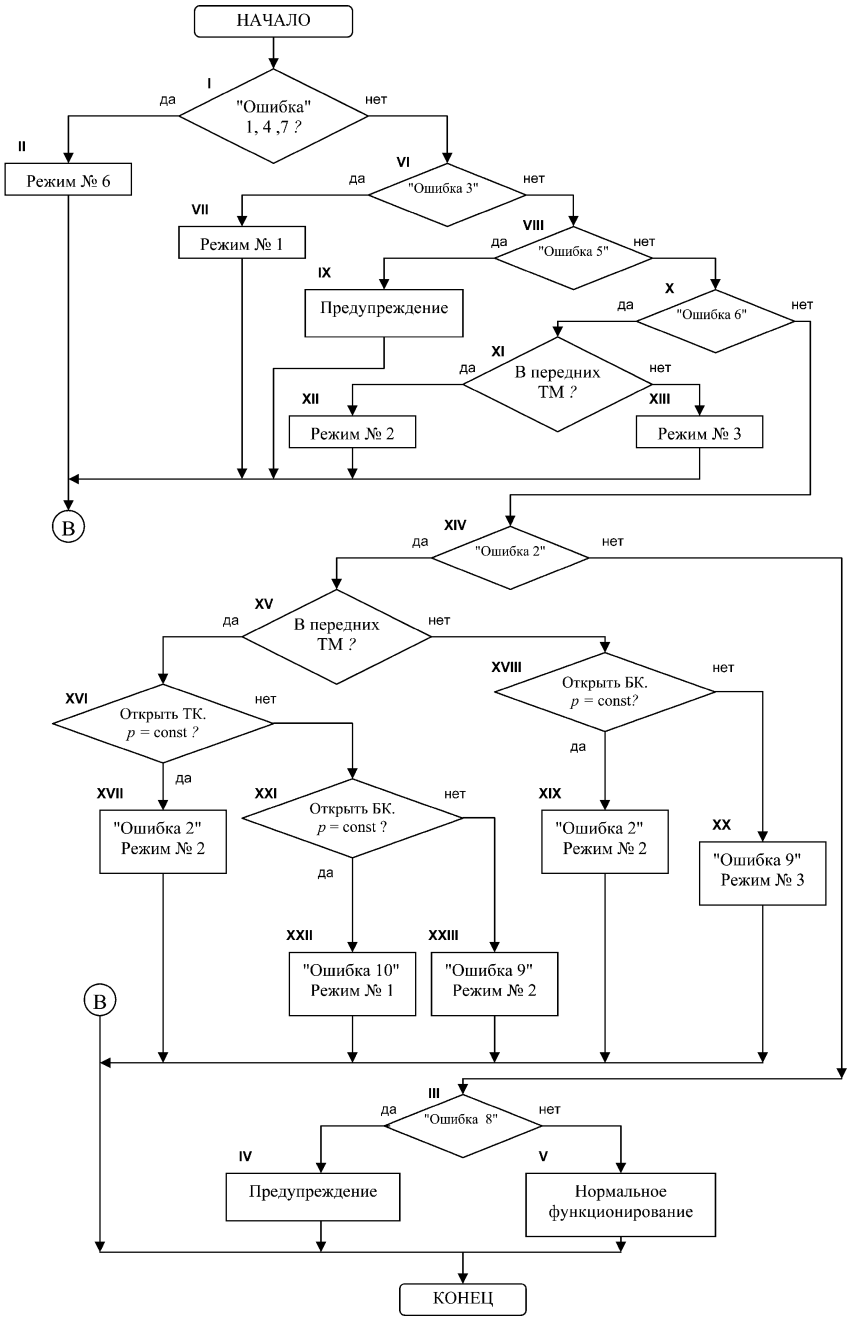


Рис. 2

пан другого тормозного механизма оси. При этом если условие XI шага выполняется и ошибка произошла в переднем тормозном механизме, то на XII шаге для данного контура устанавливается режим № 2, а если не выполняется, то режим № 3 (XIII шаг).

Если условие X шага ложно, то проверяется (XIV шаг) наличие в системе "Ошибки 2". Причем следует отметить, что эта ошибка формируется в режиме отсутствия запроса на торможение, если в данном тормозном механизме присутствует некоторая величина давления. Что возможно, как видно из таблицы, при неисправности выпускного клапана (не открывается или заклинил), клапана температурной компенсации для передней оси, датчика давления или засорения контура.

Если эта ошибка существует и произошла в тормозном механизме передней оси (XV шаг), то на XVI шаге подается команда на открытие клапана температурной компенсации и проверяется, изменилось ли давление в данном тормозном механизме. Если изменилось, то на XVII шаге подтверждается неисправность выпускного клапана ("Ошибка 2") и система переходит в режим № 2 для следующего торможения.

Если же условие XVI шага ложно, то на XXI шаге открывается балансировочный клапан и проверяется, изменилось ли теперь давление в контуре. Если да, то это означает, что клапан температурной компенсации неисправен и повышение давления в данном контуре вызвано нагревом тормозной жидкости. Поэтому на XXII шаге формируется "Ошибка 10" и система переходит в режим № 1. Если и давление не изменилось, то делается вывод о неисправности датчика давления и формируется "Ошибка 9" (XXIII шаг).

Для дальнейшей работы данного тормозного механизма необходимо открыть балансировочный клапан передней оси, т. е. перейти в режим № 2, а для получения корректного значения давления использовать датчик соседнего контура.

Если "Ошибка 2" обнаружена в тормозном механизме задней оси и условие XV шага не выполняется, то открывается (XVIII шаг) балансировочный клапан в задней оси и проверяется, изменилось ли давление. Если да, то "Ошибка 2" подтверждается и система переходит (XIX шаг) в режим № 2, а если нет, то формируется "Ошибка 9" и включается (XX шаг) режим № 3.

Если "Ошибка 2" отсутствует и условие XIV шага ложно, то проверяется (III шаг) наличие "Ошибки 8", которая сигнализирует о наличии воздуха в контуре. При подтверждении данного факта выводится (IV шаг) предупреждение о возможно низком уровне тормозной жидкости в бачке. Если не подтверждается, то это означает, что данный контур работает без ошибок (V шаг).

После этого, а также после II, IV, VII, X, XII, XIII, XVII, XIX, XX, XXII и XXIII шагов — выход из программы. Переход же к работе системы в режимы № 4 и 5, т. е. при обнаружении нескольких неисправностей в разных тормозных механизмах, осуществляется с помощью дополнительной программы.

Таким образом, приведенный на рис. 1 алгоритм поиска неисправностей позволяет надежно контролировать состояние устройств электрогидравлической тормозной системы, которые регулируют величину давления в колесных тормозных механизмах. Особая практическая значимость приведенного на рис. 2 алгоритма заключается в том, что система управления, обнаружив ошибку, сама формирует новый вариант регулирования величины тормозного усилия, изолируя неисправные компоненты. Что, безусловно, повышает надежность и улучшает технико-эксплуатационные показатели электрогидравлической тормозной системы.

УДК 629.621.018.66

Функциональное диагностирование электромагнитных форсунок впрысковых ДВС с искровым зажиганием

Кандидаты техн. наук А.Н. ПАТРИН и В.В. НЕЧАЕВ, Ю.Н. МЕРКУШОВ

Рязанский ВАИ

Анализ мирового производства бензиновых ДВС рабочим объемом до 3000 см^3 показывает, что двигатели, оснащенные системами распределенного впрыскивания, уже заняли явно доминирующее положение: в настоящее время их доля в общем выпуске составляет 95 %. И что такие системы, безусловно, гораздо сложнее традиционных карбюраторных систем. Следовательно, при диагностировании требуют больших материальных и трудовых затрат, а также достаточно сложных диагностических комплексов, обслуживаемых высококвалифицированными специалистами. Другими словами, требуют принципиально новой организации технического обслуживания и текущего ремонта.

И такая организация постепенно складывается: фирмы-производители, поставляя на рынок новую автомобильную технику, сопровождают ее и соответствующими средствами технического диагностирования. Но, к сожалению, только в крупные города. А это приводит к тому, что на "периферии" в эксплуатации длительное время работают автомобили с неисправностями топливной системы и системы зажигания. Следовательно, потерявшие мобильность, имеющие повышенные расход топлива и выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Что увеличивает эксплуатационные затраты, прежде всего, расход топлива и вероятность возникновения ДТП. А самое главное — стоимость перевозок. Кроме того, ограниченные информационные возможности штатных контрольно-измерительных и диагностических приборов не позволяют водителю своевременно обнаруживать развивающиеся неисправности. Более того, с этой задачей не всегда справляются даже фирменные центры: применяемые здесь методы поиска неисправности ориентированы только на так называемые характерные режимы работы ДВС, хотя двигатель до 98 % времени функциони-

рует на переходных режимах, на которых наблюдается значительная, если не основная, часть неисправностей.

В целом можно сказать, что существующие в настоящее время методы даже при наличии устройств, необходимых для реализации этих методов, дают возможность характеризовать лишь общее состояние систем топливопитания, однако они не позволяют в полной мере и с достаточной точностью определить техническое состояние топливоподающих систем. То есть в арсенале диагностирования отсутствуют единое, универсальное устройство, а главное, и метод, позволяющие контролировать систему питания в процессе работы ДВС с учетом всех, в том числе переходных, ее режимов.

Таким образом, сложилась парадоксальная ситуация: конструкторы нашли, безусловно, прогрессивное решение, производители наладили массовый выпуск предложенной конструкторами топливной системы, а потребитель не всегда может реализовать ее потенциальные возможности. Характерный тому пример — электромеханические форсунки, которые, как показывает анализ неисправностей топливной системы ДВС, наиболее критичны по надежности. Для ее оценки, диагностирования по общепринятой технологии необходимо проверить подвижность иглы и пропускную способность, измерить величину внутреннего гидравлического сопротивления. Сделать это без демонтажа форсунок с двигателя невозможно, и отсюда рост трудоемкости диагностирования, по сравнению с карбюраторными ДВС, на порядок. Кроме того, исследования доказали, что время открытия запорного элемента форсунки зависит от индуктивности катушки электромагнита. Причем оценить данный параметр без дополнительных радиоэлектронных устройств нереально.

Короче говоря, чтобы электромеханическую форсунку продефектовать, нужно, во-первых, располагать значительным набором измерительных устройств и, во-вторых, снять ее с двигателя. Понятно, что говорить при таких обстоятельствах о связи ее состояния с режимами работы двигателя нельзя.

В связи с этим авторы предлагают отказаться от метода непосредственного диагностирования электромагнитных форсунок и перейти к методу косвенному, который позволяет оценивать их техническое состояние без проведения разборочных работ.

В основу данного метода заложены следующие соображения.

Якорь электромагнита форсунки используется, как известно, в качестве привода сердечника ее электромагнита, выполненного вместе с иглой распылителя, и совершает поступательное перемещение в пределах 0,16 мм. При этом электрическая энергия за счет изменения тока в обмотке электромагнита преобразуется в магнитную. Такое преобразование идет по уравнению энергетического баланса, известного из курса физики: $Uidt = i^2Rdt + id\psi$.

В этой формуле, что тоже хорошо известно, левая часть определяет величину электрической энергии, поступающей в систему из сети за время dt; первое слагаемое правой части представляет собой потери в активном сопротивлении, а второе — электрическую энергию, преобразованную в электромагните.

И второе: электромагнит в механизме форсунки работает циклически. Сначала срабатывает электромагнит, переход которого от начального положения ($S_н$) завершается переходом к положению конечному ($S_к$). Во время перехода соленоид в течение времени $t_{тр}$ остается неподвижным, а затем смещается на расстояние $S_к$ (см. кривую *1* на рис. 1, *а*).

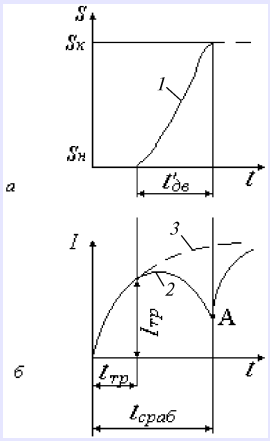


Рис. 1. Зависимости положения якоря электромагнита форсунки (а) и тока в его обмотке (б) от времени:
1 — положение якоря; *2* и *3* — варианты изменения тока в обмотке

В момент срабатывания электромагнита ток в его обмотке нарастает (рис. 1, *б*) до величины $I_{сраб}$, обеспечивающей равенство электромагнитной силы силам, противодействующим движению сердечника. Причем время $t_{сраб}$ срабатывания, в течение которого ток нарастает до $I_{сраб}$, зависит как от схем включения обмотки и условий ее питания, так и от параметров самого электромагнита и его нагрузки. То есть для одного и того же электромагнита при разной нагрузке (противодействующих движению силах) время срабатывания будет различно (кривая *2*).

Далее. Характер движения сердечника зависит, что совершенно очевидно, от соотношения движущих (электромагнитных) и противодействующих этому движению сил, а также массы движущихся частей, трения и т. д. Но в любом случае совершается та работа, которую выполняет электромагнит. В связи с чем здесь никаких ограничений для расчетов нет.

Так, ток в его обмотке в процессе движения якоря, как правило, изменяется (кривая *3*), что связано как с процессом его нарастания в обмотке, который имел бы место при неподвижном якоре (кривая *1*), так и с возникновением противо-ЭДС, связанной с движением якоря. В конечном итоге процесс движения якоря (сердечника) определяет время $t_{дв}$ его движения, которое совместно со временем $t_{тр}$ трогания и составляет время срабатывания, т. е.

$$t_{сраб} = t_{тр} + t_{дв}.$$

В итоге можно сделать вывод, что $t_{тр}$ и $t_{дв}$ есть те параметры, которые отражают техническое состояние электромагнитных форсунок и характер работы всей топливной системы. Для этого достаточно измерить $t_{сраб}$ электромагнита и сравнить его с эталонными величинами. И на основании такого сравнения сказать, исправна или нет форсунка в сборе.

Эффективность данного метода проверена в ходе исследования штатной аппаратуры двигателя ЗМЗ-406220, на котором устанавливали форсунки: соответствующие техническим условиям завода-изготовителя; имеющие межвитковые

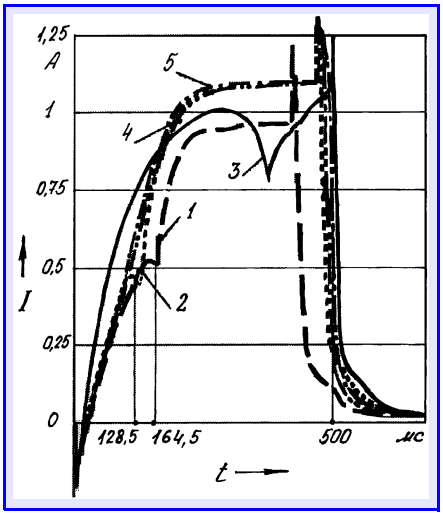


Рис. 2. Зависимость тока срабатывания в обмотке электромагнита соленоида форсунки двигателя ЗМЗ от времени ее состояния:

1 — технически исправная форсунка (R = 15,6 Ом); *2* — форсунка с межвитковым замыканием обмотки соленоида (R = 12,7 Ом); *3* — форсунка с тем же межвитковым замыканием обмотки соленоида и уменьшившейся жесткостью пружины иглы запорного клапана; *4* — форсунка с зависанием иглы запорного клапана в верхнем положении; *5* — форсунка с зависанием запорного клапана в нижнем положении

замыкания, зависание иглы запорного клапана в крайних верхнем и нижнем положениях, ослабленные пружины иглы запорного клапана и увеличенный ход иглы.

Так, расчеты и эксперимент доказали, что исправные электромагнитные форсунки рассматриваемого двигателя имеют сопротивление обмоток форсунок в пределах P = 15÷16 Ом. Время $t_{срab}$ находится (кривая *1* на рис. 2) в пределах 157,8—171,18 мс. У форсунок же с межвитковым замыканием обмоток (ее сопротивление меньше — R = 12,7 Ом) $t_{срab}$ составило в нашем случае 128,5 мс. У форсунки же с увеличенной силой трения при движении запорной иглы и межвитковым замыканием оно, наоборот, превышает допустимое значение $t_{срab}$ на несколько порядков. То есть на практике могут встретиться случаи как $t_{срab} < t_{тр} + t_{дв}$, так и $t_{срab} > t_{тр} + t_{дв}$. И то, и другое, очевидно, нежелательно.

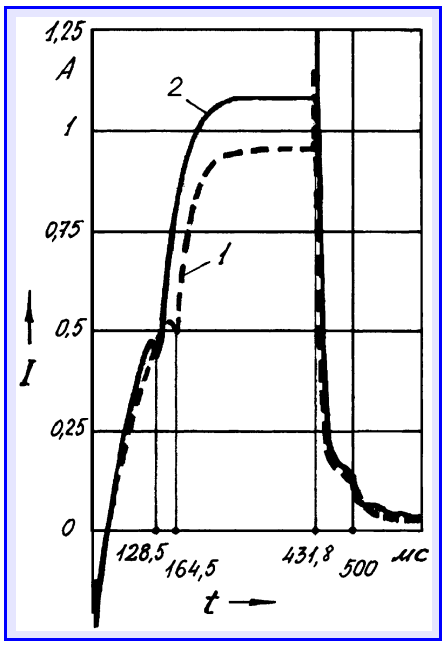


Рис. 3. Изменение относительной подачи (дозы) топлива от времени исправной (1) форсунки (R = 15,6 Ом) и форсунки (2) с межвитковым замыканием (R = 12,7 Ом)

Преждевременное срабатывание электромагнитных форсунок ведет (рис. 3) к росту дозы $Q_в$ впрыскиваемого топлива. Например, на режиме n = 1000 мин$^{-1}$ это увеличение составило 5 %. Что, естественно, негативно сказывается как на динамике работы двигателя, так и его топливной экономичности, содержании вредных веществ в отработавших газах. Увеличение $t_{срab}$ снижает мощность, вызывает перебои его работы и увеличивает выбросы несгоревших углеводородов.

Таким образом, предлагаемый метод — это, по существу, метод функционального (в условиях эксплуатации) диагностирования впрысковой системы ДВС, открывающий возможность контролировать эффективность работы системы топливопитания бензиновых двигателей в процессе их эксплуатации. Причем точно и без разборки топливной системы. Кроме того, обеспечивает возможность выявления зарождающихся неисправностей данной системы, а значит, предупреждения их развития. И тем самым — сокращение расхода запасных частей, снижение трудоемкости ТО и ТР.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.795.2

Влияние наладочных параметров на точность криволинейных поверхностей при шлифовании

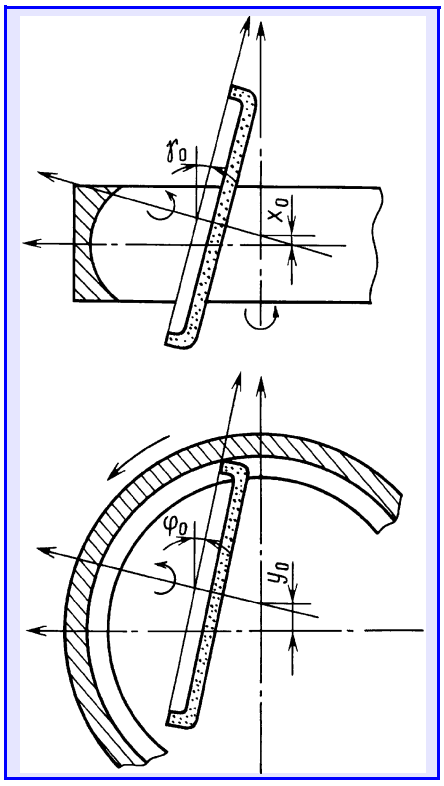
Канд. техн. наук И.И. КОЛТУНОВ

МГТУ "МАМИ"

Шлифование дорожек качения наружных колец двухрядных роликовых подшипников чашечными кругами позволяет обеспечить высокое качество обрабатываемой поверхности. Однако только при условии, что ось вращения шлифовального круга пересекает ось вращения кольца и лежит в плоскости его симметрии. В противном случае погрешности формы обрабатываемой поверхности неизбежны.

Поэтому приведенные ниже результаты выполненных в МГТУ "МАМИ" экспериментальных исследований и анализа влияния всех наладочных параметров на точность формы дорожек качения подшипников при шлифовании чашечными кругами методом врезания имеют, думается, как теоретический, так и чисто практический интерес.

Методика данных исследований была построена на основе стратегии планируемого многофакторного эксперимента. При этом в качестве



входных параметров x_i принимались (см. рисунок) осевое x_0 и угловое γ_0 смещения оси вращения круга от плоскости симметрии кольца, радиальное y_0, угловое φ_0 смещения оси вращения круга относительно оси вращения кольца, а в качестве критериев оценки точности формообразования (выходных параметров) приняты отклонения от сферической его формы (Δ_ψ) симметричного расположения дорожки качения по высоте кольца ($\delta_в$). Причем каждый параметр определялся как разность радиусов внутренней сферической поверхности, измеренных у базового и противобазового торцов кольца. За математическую модель процесса принимали уравнения первой степени (формулы № 1 и 2 в табл. 1).

Значения коэффициентов b_i, входящих в эти уравнения, получали путем варьирования каждого из входных факторов x_i на верхнем ($x_{в_i}$) и нижнем ($x_{н_i}$) уровнях, отличающихся от базового уровня $x_{б_i}$ величиной шага варьирования $\pm\Delta x_i$. Причем для упрощения вычислений начало координат переносили в точку, соответствующую базовым значениям аргументов, при которых создаваемые во время опытов их сочетания удалятся от базовых значений на расстояние, по модулю равное единице. Данный перенос координат и изменение масштаба выполняли по формуле № 3.

Полученные таким образом уровни аргументов, необходимые для проведения эксперимента, приведены в табл. 2.

За основу плана эксперимента был взят дробный факторный эксперимент типа 2^{4-1}. При построении матрицы планирования сделали допущение: парными и дробными взаимодействиями можно пренебречь. При этом малые коэффициенты взаимодействий должны входить в коэффициенты регрессии.

Полуреплику типа 2^{4-1} задавали с помощью генерирующего соотношения $x_4 = x_1, x_2, x_3$. Тогда определяющий контраст, характеризующий разрешающую способность выбранной реплики, имеет вид $1 = x_1x_2x_3x_4$.

Эксперименты проводили на сферошлифовальном станке-полуавтомате мод. 13-29, объектами исследований брали наружные кольца подшипников 3622; шлифовальные круги — ЧЦ 100×35×20, 24А16СМ2Б; скорости вращения круга 35 м/с, вращения кольца — 200 м/мин; цикл шлифования: быстрый подвод, шлифование с подачей 1,2 мм/мин, выхаживание 25 с. Время цикла — 95 с. Охлаждающая жидкость — 3 %-й содовый раствор с добавками 0,3 % нитрита натрия. Исходные геометрические параметры заготовок поддерживались на одном уровне.

Дисперсионный анализ результатов многофакторного эксперимента выполняли в такой последовательности.

1. На основании расчетов коэффициентов регрессии и проверки гипотезы об их значимости получили систему уравнений № 4 и 5, выражающих зависимости между принятыми входными и выходными параметрами процесса формообразования в кодовых обозначениях.

2. Подставив в эти уравнения вычисленные по формуле № 3 значения Z_i и проверив гипотезу об адекватности представления результатов эксперимента найденными уравнениями связи, получали математическую модель процесса формообразования в натуральных единицах (формулы № 6 и 7). Уравнения представляют собой математическую модель. Анализируя ее с учетом границ, в которых изменялись входные параметры, можно отметить следующее.

Наибольшее влияние на отклонение Δ_ψ обрабатываемой поверхности от сферической формы оказыва-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta_\psi = b_0 + b_x x_0 + b_y y_0 + b_\gamma \gamma_0 + b_\varphi \varphi_0$	b_i — коэффициенты регрессии
2	$\delta_в = b_0' + b_x' x_0 + b_y' y_0 + b_\gamma' \gamma_0 + b_\varphi' \varphi_0$	b_i' — то же
3	$Z_i = \frac{x_i - x_{\delta i}}{\Delta x_i}$	Z_i — единица нового масштаба
4	$\Delta_\psi = 10{,}270 + 1{,}779Z_2 + 0{,}544Z_3 - 0{,}204Z_4$	Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 — соответственно единицы нового масштаба параметров x_0, y_0, γ_0 и φ_0
5	$\delta_в = 28{,}575 + 14{,}188Z_1 - 1{,}200Z_3$	—
6	$\Delta_\psi = 6{,}151 + 0{,}089y_0 + 0{,}181\gamma_0 - 0{,}068y_0$	—
7	$\delta_в = 2{,}199 + 0{,}709x_0\ 0{,}040y_0$	—

Таблица 2

Аргумент	Единицы нового масштаба	Базовые значения	Значения аргументов в опыте	
			+1	−1
x_1 (x_0)	20	40	60	20
x_2 (y_0)	20	40	60	20
x_3 (γ_0)	3	5	8	2
x_4 (φ_0)	3	5	8	2

ет радиальное смещение y_0. Причем с увеличением этого смещения погрешность Δ_ψ растет.

Между погрешностью Δ_ψ и угловым смещением γ_0 существует прямая зависимость, а между Δ_ψ и угловым смещением φ_0 — обратная.

Осевое смещение x_0 не оказывает заметного влияния на точность сферической формы обрабатываемой поверхности. Но оно влияет на отклонение $\delta_в$ обрабатываемой поверхности от заданного положения, и зависимость между ними — прямопропорциональная.

С увеличением углового смещения γ_0 погрешность $\delta_в$ уменьшается.

Радиальное смещение y_0 и угловое смещение φ_0 не оказывают заметного влияния на погрешность $\delta_в$.

Из сказанного можно сделать вывод, что при шлифовании дорожек качения наружных колец двухрядных роликовых подшипников чашечными кругами на врезание погрешность положения обрабатываемой поверхности возникает в основном из-за осевого смещения x_0, а отклонение от сферической формы — из-за радиального смешения y_0. При наличии на обработанной поверхности погрешности $\delta_в$, выходящей за пределы поля допуска, необходимо с помощью регулировочного винта с нониусной головкой отрегулировать стол станка в горизонтальном направлении на величину x_0, подсчитанную по формуле № 7.

При наличии погрешности Δ_ψ обработанной поверхности следует отрегулировать положение шпинделя шлифовального круга в вертикальном направлении. Величину регулирования y_0 можно найти из формулы № 6.

Радиальное смещение можно также определить визуально по следам резания — царапинам на обработанной поверхности. Если они образованы нижней и верхней частями режущей кромки шлифовального круга и взаимно пересекаются, т. е. на шлифовальной поверхности появляется "сетка", то радиальное смещение находится в пределах высоты микронеровностей обрабатываемой поверхности, что обеспечивает получение высокой точности сферической формы дорожки качения.

УДК 629.113/.115.001.8

Новый метод расчетных исследований АТС

Д-р техн. наук Е.В. МОСКОВКИН, канд. техн. наук Д.Е. ВОХМИНОВ, А.С. ШКЕЛЬ

НАМИ

Опубликованный в свое время в "АП" тезис "Автомобили и автобусы — основные потребители жидкого нефтяного топлива в стране, поэтому обеспечение их оптимальных конструктивных параметров есть тот путь, который позволяет снизить стоимость грузовых и пассажирских перевозок, сберечь энергоресурсы и улучшить экологическую обстановку", остается злободневным и сегодня. Более того, положение из-за бурного роста автопарка даже осложнилось. Не смягчает его и то обстоятельство, что совершенствование автомобильной техники, улучшение ее топливной экономичности обходится все дороже. Например, в западной печати сообщалось, что при натурных испытаниях автопоезда полной массой 38 т один км пробега стоит 30—40 евро. Причина — действие большого числа случайных факторов, искажающих результаты экспериментов. Это и нестабильность погодных и дорожных условий, и неодинаковый износ и степень приработки механизмов, а также их различие в регулировке, "разброс" в физическом и психологическом состояниях водителей, манера их управления автомобилем и т. п. Чтобы снизить отрицательное влияние таких факторов, испытатели вынуждены увеличивать число однотипных АТС и их пробеги. Так, фирма "ДаймлерКрайслер" для оценки влияния мощности двигателя на топливную экономичность седельных автопоездов "Мерседес" проводила испытания (совмещая их с коммерческими перевозками) нескольких десятков таких АТС, пробег каждого из них превосходил 100 тыс. км. Аналогичным образом поступали во времена СССР и отечественные специалисты. Скажем, чтобы назначить новые цены на автомобили с улучшенной топливной экономичностью, Минавтопром СССР совместно с Минтрансом РСФСР планировали в 1984—1985 гг. провести сравнительные испытания серийных и модернизированных АТС. Заинтересованные организации пришли к выводу, что для получения достоверных данных о влиянии внедрения лишь двух конструктивных мероприятий (вихревая камера сгорания и новые радиальные шины) на топливную экономичность автомобилей ГАЗ-5312 автозавод обязан предоставлять на испытания 20 серийных автомобилей и 20 — с названными изменениями. Пробег каждого из них, в ходе которого будут производиться замеры топлива, должен быть не менее 15 тыс. км.

И это не прихоть, а необходимость. Чтобы еще раз убедиться в этом, достаточно взглянуть на регулярно публикуемые в журналах МОТ, "Аутокар", "Ауто Джонал", "Кватрорут" и др. результаты испытаний: даже при простейших замерах расходов топлива (например, при постоянной скорости движения) разброс показателей у одной модели нередко превышает 10 %. То есть экспериментальным путем сложно определить даже качественное влияние многих конструктивных и других факторов на расход топлива автомобилей. К примеру, аэродинамических устройств на городских фургонах, магниевых дисков колес вместо стальных, изменения числа передач в коробке передач и т. п. И с этой точки зрения расчетные исследования явно выигрывают: в них случайные факторы полностью отсутствуют. Главное, чтобы теории, на которых базируются расчеты, были корректны. Вот почему на бытовом уровне расчетам, как правило, доверяют больше, чем экспериментам. Например, если в кузов автомобиля добавлен груз массой 10 кг, то даже неспециалист скажет, что масса автомобиля увеличилась на те же 10 кг. Хотя на основе экспериментов (из-за погрешности ав-

томобильных весов) может оказаться, что она уменьшилась на 30 кг или возросла на 50 кг.

К аналогичным выводам давно уже пришли многие ученые. Так, А. Эйнштейн говорил: "Если верной теории противоречат факты, то тем хуже для фактов".

Возникает вполне резонный вопрос: почему же в практике автомобилестроения все с точностью "до наоборот"? Ведь не секрет, что расчетными методами пользуются, в основном, в случаях простейших режимов движения АТС.

Ответ очевиден: применяемые в расчетах зависимости, как правило, не учитывают режимы движения, на которых АТС отрабатывают "львиную" долю ресурса. В том числе неустановившееся движение при частичном использовании мощности двигателя, торможение двигателем и моторным тормозом, движение на подъемах и спусках и т. п. Кроме того, из-за несовершенства экспериментальных методов в пособиях по расчетам некоторые исходные параметры вообще отсутствуют, а значения имеющихся весьма неконкретны. К примеру, при определении сопротивления качению шин на асфальте рекомендуются коэффициенты, значения которых лежат в широком (от 0,0036 до 0,03) диапазоне. И таких примеров можно привести очень много. Другими словами, сложившаяся практика осторожного, мягко говоря, отношения к расчетам — результат отсутствия корректной теории. Поэтому и появляются сообщения о большой экономии топлива за счет аэродинамических обтекателей, присадок к моторным и трансмиссионным маслам, распылителей топливовоздушной смеси, микропроцессорных систем управления двигателем и трансмиссией и т. д. (Если суммировать эффекты этих предложений, то автомобильный ДВС давно уже должен был превратиться из потребителя в производителя топлива.)

Итак, сложилась следующая ситуация: дорожные испытания чрезвычайно дороги, а расчетам из-за грубых ошибок в теории и некорректных исходных данных практически никто из создателей АТС не доверяет. Поэтому, как показывает опыт, производители автомобилей и автобусов работу по выбору из оптимальных параметров, по существу, перекладывают на потребителей. Например, для комплектации автопоездов полной массой 32—40 т они предлагают двигатели рабочим объемом от 6,5 до 30,5 л, мощностью от 177 до 442 кВт (от 240 до 600 л. с.), с различными формами внешней скоростной характеристики и диапазонами частот вращения коленчатого вала, числом передач в коробке передач от 8 до 18 и т. п. Хотя понятно, что потребители специализируются на перевозках и не являются специалистами в области топливной экономичности, из-за чего не могут сами определить, какой из вариантов предлагаемой производителями продукции предпочтительнее. В результате у находящихся в эксплуатации однотипных АТС расходы топлива существенно отличаются, причем иногда в 2 раза и более.

Ситуация, как видим, весьма странная. Разработанные учеными теории никто не отвергает и не критикует, однако результатам расчетов расхода топлива практически никто не верит, от кого бы они уже не исходили. Это, по-видимому, произошло из-за того, что со временем факты, опровергающие расчеты ученых, значительно сильнее повлияли на умы людей, чем авторитет науки. В итоге к настоящему времени все расчетные исследования топливной экономичности в эксплуатации оказались полностью дискредитированными. В связи с чем ученые-автомобилестроители вынуждены тратить много сил, чтобы вернуть доверие к расчетам, как давно уже произошло, например, в космонавтике или астрономии. Для этого, например, в НАМИ разработана система методов, содержащая несколько десятков новых решений в области исследований и расчета автомобиля, в которых учтены ошибки предшественников. Одно из принципиальных ее отличий от традиционных систем — замена общепринятых эффективных показателей двигателя на индикаторные.

На основе разработанной системы создан универсальный программный пакет (МВК), который предназначен для разработчиков АТС; научно-исследовательских организаций; экологических служб; учебных заведений, выпускающих специалистов по производству и эксплуатации автомобилей, тракторов и ДВС, а также предприятий, занимающихся автоперевозками и продажей автомобилей; редакций газет и журналов, освещающих автомобильную тематику; городских хозяйственных служб.

Первая версия этого программного пакета (см. "АП", 1997, № 6) использовалась с операционной системой MS-DOS. Сегодня уже есть модернизированная его версия, дающая возможность работать с современными операционными системами ("Майкрософт Виндоус", ХП); в ней существенно изменена программная составляющая и добавлена новая исследовательская функция — "Инженерный метод", а также по просьбе потребителей (ОАО "Кузбасразрезуголь", ОАО "КамАЗ", ОАО "Автомобильный завод "Урал") включен и расширен ряд функций, в частности, редактирование маршрутов и дорог, систематизация и выборка параметров и др. Теперь пакет позволяет всего за несколько минут "собрать" автомобиль и провести его "испытания". Если, например, характеристики двигателя, "установленного" на объекте исследований, разработчика АТС не устраивают, их можно скорректировать (увеличить или уменьшить число цилиндров, изменить рабочий диапазон частоты вращения коленчатого вала и т. п.), а также выбрать новый силовой агрегат из банка данных. Причем надо сказать, что банк данных достаточно объемен: он включает информацию об автомобилях, автобусах и автопоездах полной массой от 0,5 до 530 т и колесной формулой от 4×2 до 8×8, т. е. более чем о 3500 объектах. Причем 70 % из них — модели 2007 г., остальные — 2000—2006 гг. Входят в него и данные об отдельных агрегатах и их характеристиках. В том числе по бензиновым ДВС, дизелям и АГТД мощностью от 5,9 до 1913 кВт (от 8 до 2600 л. с.); механическим и автоматическим коробкам передач с числом передач от четырех до 18; одно- и двухступенчатым ведущим мостам; мостам с колесными редукторами; шинам различных конструкций; аэродинамические коэффициенты и т. д.

Инженерный метод позволяет уже на стадии проектирования рассчитать любой новый агрегат АТС. При этом расчетчику не потребуется решать специфиче-

ские задачи, связанные с определением зависимостей и коэффициентов, квалифицированный выбор которых может быть осуществлен только при объединении усилий специалистов-исследователей по системам двигателя, агрегатам трансмиссии, шинам, аэродинамике и т. п. Он будет иметь дело только с параметрами, суть которых понятна даже неспециалисту. Так, при создании нового двигателя в расчетные формулы достаточно подставить: мощность двигателя, его рабочий объем, число цилиндров, максимальную и минимальную частоты вращения коленчатого вала на внешней скоростной характеристике, а также частоты, при которых желательно иметь максимальное значение крутящего момента.

Для испытаний "собранного" по такому принципу АТС предлагается несколько видов дорог и маршрутов — динамометрическая, скоростная, горная (Памир), участок Штутгартского кольца протяженностью 225 км (система дорог в Германии, на которых проводятся сравнительные испытания автопоездов различных фирм), городской маршрут, карьерный, дорога для испытаний моторных тормозов и т. д. Если не устраивает профиль дороги, то его можно тут же изменить или "создать" новую дорогу. При желании любую из дорог можно покрыть льдом, грунтом, снегом, установить ограничение скорости на ее участках; преодолевать маршрут с полным или частичным использованием мощности двигателя и тормозных свойств АТС. Следовательно, не отходя от компьютера, можно провести "испытания" "собранного" автомобиля, например, на улицах Москвы или дорогах НИЦИАМТа.

Предусмотрены те же лабораторно-дорожные испытания, в том числе на режимах равномерного движения, разгона в любом заданном диапазоне скоростей на отдельных передачах или с переключением передач на горизонтальной дороге, уклонах и подъемах, выбега на каждой передаче и в любом диапазоне скоростей.

И при всех вариантах испытаний их результат в считанные секунды выдается на экран монитора. А при необходимости, и комплект стандартных характеристик АТС. Более того, в МВК автоматизирован и анализ всех этих характеристик.

В целом, с помощью МВК можно получить полный комплект характеристик АТС, определяющих его топливную экономичность, скоростные свойства, долговечность агрегатов и т. п. При этом контролируемые параметры (максимальная скорость, время разгона на отдельных передачах и с переключением передач, расходы топлива при постоянных скоростях движения, в городском и скоростном циклах, на дорогах с переменным профилем и др.), рассчитанные с помощью программы, укладываются в пределы естественного разброса данных, полученных при натурных испытаниях.

Таким образом, МВК позволяет выбрать оптимальные параметры АТС: тип, мощность, рабочий объем и число цилиндров двигателя; число передач в коробке передач и ее диапазон; мощность моторного тормоза и т.п.; определить эффективность мероприятий, натурная реализация и последующие испытания которых требуют существенных затрат (двигателей различных конструкций и регулировок, автоматических коробок передач, новых шин, моторных и трансмиссионных масел и т. п.); позволяет создать прототипы АТС с рекордными показателями по топливной экономичности в своем классе и т. д.

МВК дает также возможность решать организационные, экономические и социальные задачи. Например, оперативно получить количественные данные для технико-экономического обоснования применения нейтрализаторов, альтернативных топлив, строительства путепроводов, изменения ширины проезжей части дорог, обоснования допустимых скоростей АТС, режимов работы светофоров, расстояний между остановками автобусов и многое другое.

УДК 629.017

Расчет поперечной статической устойчивости АТС

Д-р техн. наук В.А. ПАВЛОВ

21 НИИИ Минобороны России

Нормированными параметрами, характеризующими поперечную статическую устойчивость автомобиля, прицепа или седельного автопоезда, в настоящее время считаются, как известно, угол α_{cy} поперечной статической устойчивости и угол φ_{cy} бокового крена, определяемые на стенде в момент начала бокового опрокидывания АТС. Но эксперимент — дело дорогостоящее. По этой и ряду других причин специалисты уже очень давно занимаются поиском расчетных методов определения α_{cy} и φ_{cy}. И такие методы есть. Некоторые из них, расчетно-экспериментальные, узаконены ГОСТ Р 52302—2004 и базируются на схеме бокового опрокидывания АТС, приведенной на рис. 1.

Как видно из рисунка, расчетная схема содержит два допущения. Во-первых, в ней принято, что при боковом наклоне платформы стенда поворот на угол φ относительно центра крена O, жестко связанного с осью колеса и платформой, совершает только подрессоренная масса АТС; во-вторых, считается, что центр масс всего АТС, расположенный на высоте H, перемещается при крене вместе с подрессоренной массой. При таких допущениях угол α_{cy} поперечной статической устойчивости легко определяется через его тангенс (формула № 1 в табл. 1). Высота H центра масс АТС при статическом опрокидывании на стенде — по формуле № 2. При этом непосредственно измеряют величины углов бокового наклона платформы стенда (α) и бокового крена подрессоренной массы (φ), а также высоту h центра крена, деформацию Δ шин и (при необходимости) колею B.

Как видно из этих формул, в них, по сути, входят лишь два известных параметра — колея B и высота H центра масс АТС (они приводятся в техническом описании прицепа). Поэтому основная методическая трудность применения данных формул заключается в том, чтобы выявить способ расчетного определения параметров φ_{cy}, Δ и h.

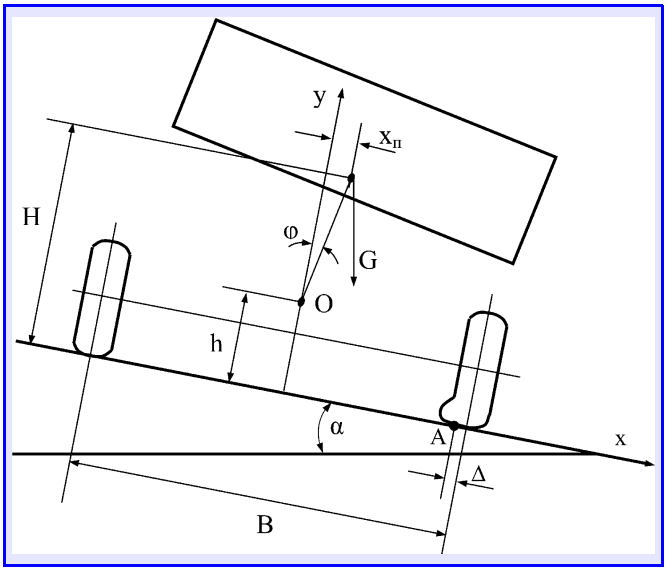


Рис. 1. Расчетная схема бокового опрокидывания АТС, рекомендуемая ГОСТ Р 52302—2004

Для решения задачи рассмотрим уравнение крена, составленное по рис. 1. Оно, очевидно, имеет вид формулы № 3, при этом, согласно тому же рис. 1, поперечное перемещение $X_п$ центра масс при крене дает формула № 4. Тогда, решив совместно уравнения № 3 и 4 относительно $C_у$ и разделив полученный результат на силу G, для момента опрокидывания АТС получаем формулу № 5. То есть формулу для расчета приведенной (удельной) угловой жесткости АТС, характеризующей сопротивление последнего боковому крену в момент потери устойчивости.

Чтобы получить, далее, формулу расчета критического угла крена с помощью приведенной угловой жесткости, решим совместно уравнения № 2 и 5 относительно $\varphi_{су}$. В итоге получаем алгебраическое уравнение четвертой степени (формула № 6), которое решается методом последовательных приближений. При этом колея B и высота H центра масс АТС должны быть заданы. Значения других входящих в него параметров определяются исходя из следующих соображений.

Центр крена для АТС с рессорной подвеской находится (см. "АП", 1970, № 2) примерно на уровне нижнего листа рессор. То есть высота h несколько превышает статический радиус $r_{ст}$ колеса. Практически же ее можно определять по формуле № 7, имея в виду, что входящий в нее коэффициент $m_г$, как правило, больше единицы, хотя в некоторых случаях ГОСТ разрешает считать его равным единицы.

Боковая деформация Δ шин, как показали многочисленные эксперименты, практически не зависит от угла $\alpha_{ст}$ опрокидывания АТС, но является линейной функцией его массы, и ее можно выразить формулой № 8.

Такова суть предлагаемого вниманию читателей расчетного метода оценки поперечной статической устойчивости АТС. Для полноты картины просчитаем с его помощью параметры поперечной статической устойчивости прицепа ЧМЗАП-8335.2, широко используемого для установки на его шасси различного оборудования, бортовых платформ и кузовов-фургонов.

Краткая техническая характеристика прицепа: грузоподъемность — 5 т; полная масса — 8 т; колея — 2000 мм;

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\mathrm{tg}\alpha_{су} = \dfrac{B/2-(H-h)\varphi_{су}-\Delta}{H}$	B — колея колес АТС; $\varphi_{су}$ — критический угол его крена; H — высота его центра масс; h — высота центра крена; Δ — боковая деформация шины в момент потери устойчивости АТС
2	$H = \dfrac{B/2-\Delta+h\varphi_{су}}{\mathrm{tg}\alpha+\varphi_{су}}$	—
3	$G[(H-h)\sin\alpha + X_п\cos\alpha] = C_у\varphi$	$G = m_a g$ — сила веса АТС; α — угол бокового наклона платформы стенда; $X_п$ — перемещение центра масс при крене; $C_у$ — угловая жесткость подвески (отношение момента, вызывающего крен, к углу крена)
4	$X_п = (H-h)\varphi$	φ — угол бокового крена подрессоренной массы
5	$C_{пу} = \dfrac{(H-h)(\sin\alpha_{су}+\varphi_{су}\cos\alpha_{су})}{\varphi_{су}}$	—
6	$\varphi_{су}^4 - \dfrac{2(B/2-\Delta)}{(H-h)}\varphi_{су}^3 + \left[\dfrac{H^2+(B/2-\Delta)^2}{(H-h)^2} - \dfrac{h^2}{C_{пу}^2}\right]\varphi_{су}^2 + \dfrac{2(B/2-\Delta)}{\varphi_{пу}^2}\varphi_{су} + \dfrac{(B/2-\Delta)^2}{\varphi_{пу}^2} = \varphi_{су}^4 + \alpha\varphi_{су}^3 + \beta\varphi_{су}^2 + c\varphi_{су} + d = 0$	—
7	$h = m_г r_{ст}$	$m_г$ — постоянный коэффициент; $r_{ст}$ — статический радиус колеса
8	$\Delta = am_a + b$	a и b — постоянные коэффициенты
9	$\Delta = 1{,}74m_a + 8{,}8$	Для прицепа ЧМЗАП-8335.2

Таблица 2

Прицеп		Угол, град.		Высота центра крена, мм	Боковая деформация шин, мм	Высота центра масс, мм	Приведенная угловая жесткость, м/рад.
№	масса, кг	поперечной устойчивости	крена				
1	3040	48,5	0,70	642	15	869	14,070
2	4510	38,65	2,21	595	17	1200	10,269
3	5640	32,93	4,375	670	18	1427	6,021
4	5900	32,23	5,98	652	18	1423	4,626
5	6460	27,7	6,30	549	19	1640	5,579
6	7330	26,5	3,38	633	21	1826	9,835
7	7520	26,02	3,86	664	22	1841	8,721
8	7640	24,2	6,31	595	22	1865	5,884
9	7760	27,13	3,97	610	22	1754	8,547
10	8020	27,23	5,03	655	25	1714	6,462

Таблица 3

Параметр	Заданная высота центра масс, мм									
	869	1200	1423	1427	1640	1714	1754	1826	1841	1865
Угол крена, град.	1,34	2,74	3,46	3,43	4,02	4,17	4,24	4,37	4,42	4,46
Угол опрокидывания, град.	48,4	38,54	33,25	33,19	29	27,65	27,01	25,9	25,66	25,3
$\delta_{\varphi_{cy}}$, %	+91	+24	−42	−22	−36	−17	+7	+29	+14,5	−29

максимальная скорость движения 100 км/ч. Буксирует его либо тягач КамАЗ-5350, либо тягач "Урал-4320-31".

Чтобы определить приведенную угловую жесткость $C_{уп}$ прицепа, рассмотрим результаты экспериментального опрокидывания 10 различных его образцов, выпущенных в разное время (табл. 2).

Как видим, среднее для 10 прицепов значение высоты h центра их крена составляет 626 мм. При статическом радиусе колес $r_{ст}$ = 491 мм это означает, что коэффициент $m_г$, входящий в формулу № 7, равен 1,27, т. е. высота h существенно больше статического радиуса колеса.

Боковую деформацию Δ шин для этого прицепа дает формула № 9, коэффициенты a и b которой найдены по табл. 2 методом наименьших квадратов (коэффициент корреляции с опытными данными равен 0,94).

Приведенная угловая жесткость прицепов ЧМЗАП-8335.2, как видно из той же табл. 2, изменяется в довольно широких пределах (максимальное ее значение C в 3 раза больше минимального), а среднее ее значение равно 8 м/рад.

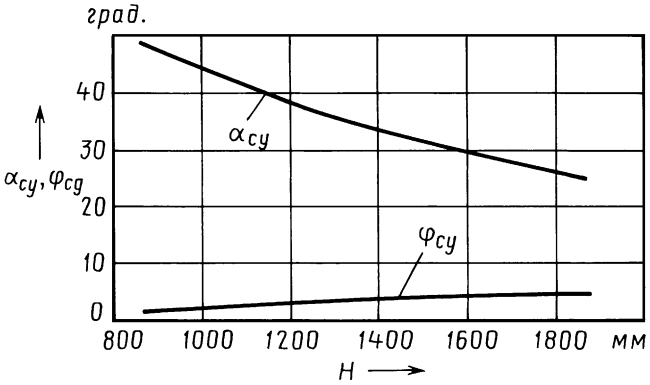


Рис. 2. Зависимость углов α_{cy} и φ_{cy} прицепа ЧМЗАП-8335.2 от высоты его центра масс

Зная, таким образом, что h = 0,626 м; $C_{пу}$ = 8 м/рад. и B = 2 м, по формулам № 1, 6 и 9 рассчитаем значения показателей поперечной устойчивости прицепа (углы φ_{cy} и α_{cy}), соответствующие заданной высоте центра масс (табл. 3). И, для наглядности, изобразим их в виде графиков (рис. 2).

Теперь сравним расчетные данные табл. 3 с экспериментальными (см. табл. 2). Обнаруживается, что расчетные значения углов крена отличаются от измеренных в ходе опытов на 40—90 %. Особенно в случае малых углов крена. Такое расхождение может быть следствием как недостаточной точности прибора измерения этого угла, так и нестабильности жесткостных свойств упругих элементов АТС, деформируемых при боковом наклоне. Причем второе — наиболее вероятно. В то же время углы опрокидывания, рассчитанные по рассмотренной методике (при $C_{пу}$ = const), достаточно точно соответствуют экспериментальным данным: максимальная погрешность значений α_{cy} не превышает 4,5 %, а средняя — 2 %.

Таким образом, можно сделать вывод: расчетная методика вполне пригодна для расчета поперечной устойчивости АТС, т. е. параметра α_{cy}. Что же касается φ_{cy}, то к результатам его расчетов нужно подходить более критически. То есть помнить, что вариант, соответствующий $C_{пу}$ = const, дает большую ошибку. Однако это не имеет практического значения, поскольку расчетная величина крена, как и экспериментальная, во всех случаях соответствует нормативам ГОСТ Р 52302—2004.

УДК 629.4.077:620.169.1

Метод оценки долговечности тормозных накладок по результатам подконтрольной эксплуатации аналога

Д-р техн. наук А.А. РЕВИН, С.В. ТЮРИН, канд. техн. наук В.Н. ФЕДОТОВ

Волгоградский ГТУ

Фрикционные накладки тормозных колодок — один из основных элементов тормозной системы, определяющих техническое состояние АТС по требованиям безопасности и обеспечивающих заданную эффективность торможения. Вот почему предприятия, занятые их выпуском, постоянно разрабатывают новые составы фрикционных материалов, имеющие все более высокие показатели износостойкости и тормозной эффективности.

Естественно, на этапе освоения производства таких материалов требуется большой объем испытаний и проверок опытных партий, выполненных из этих материалов тормозных накладок, в том числе и в реальных условиях эксплуатации. Причем последнее — именно на тех типах и моделях АТС, для тормозных колодок которых данные накладки предназначены.

Накладки проверяют на прочность и долговечность. И если испытания на прочность кратковременны и, как правило, позволяют оценить технологию изготовления, то испытания на долговечность длительны, поскольку их цель состоит в том, чтобы оценить эффективность работы колодок в процессе эксплуатации АТС. Поэтому понятно, что сокращение времени определения долговечности тормозных накладок всей выпускаемой номенклатуры для предприятий-изготовителей — проблема актуальная. И они пытаются ее решать. Правда, без особо заметных успехов: мешает именно многономенклатурность тормозных накладок, изготовляемых каждым таким предприятием.

Однако положение не безнадежно. Дело в том, что одно и то же предприятие хотя и производит накладки различных типов, но — по одной технологии и из одного сырья. Более того, и автозаводы в качестве материала для контртела (тормозные диск или барабан) используют чугуны (в основном марки СЧ24 твердостью 187—241 НВ). Очевидно, в таком случае значения коэффициента трения в паре "тормозная накладка—контртело" будут примерно равны, т. е. трение не зависит от конструкции тормозных механизмов (типа и модели АТС). Наконец, даже при значительном конструктивном различии тормозных механизмов (диск, барабан) они могут выполнять одинаковые функции, определяющие условия их работы. Например, передние (дисковые) механизмы легковых автомобилей и задние (барабанные) грузовых реализуют бóльшую часть тормозного момента. Значит, можно принять, что на одинаковые по функции (нагрузкам) накладки тормозных механизмов различных АТС действуют одинаковые давления. Следовательно, и удельная (на 1 м тормозного пути) интенсивность изнашивания накладок зависит от типа и модели АТС.

Отсюда вывод: проводить ресурсные испытания различных накладок, но выполненных из одного и того же материала, достаточно на одной модели АТС. (Естественно, наиболее интенсивно эксплуатируемой.) Другими словами, определив ресурс тормозных накладок на таком АТС, ресурс для транспортных средств, применяющих тормозные накладки этого же изготовителя, можно спрогнозировать, сократив тем самым общую продолжительность проверок в реальных условиях эксплуатации.

Именно такой метод авторы и предлагают вниманию читателей.

Данный метод предусматривает пять этапов работ: проверку равенства удельных давлений и расчет допустимого значения удельной работы трения тормозных накладок; определение режимов движения АТС и выбор того из них, у которого интенсивность торможения по длине тормозного пути на 1 км пробега наибольшая (авторы называют его АТС-аналогом); оценку удельной интенсивности изнашивания тормозных накладок АТС-аналога; расчет среднего ресурса его тормозных накладок по предельному состоянию — минимально допустимой толщине фрикционного слоя, оговоренной в инструкции

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$p_i = \dfrac{M_т(\varphi)}{\mu R_{ср} i F_н}$	$M_т(\varphi)$ — тормозной момент, зависящий от коэффициента φ сцепления шин с дорогой; μ — коэффициент трения в паре "накладка—контртело"; $R_{ср}$ — средний радиус положения тормозной накладки относительно оси вращения колеса; i — число пар трения; $F_н$ — площадь накладки
2	$\Delta L_i = \dfrac{m_а(v_2^2 - v_1^2)}{2gF_\Sigma} \le [\Delta L_i]$	$m_а$ — масса АТС; v_1 — скорость автомобиля в начале торможения; v_2 — его скорость в конце торможения; F_Σ — суммарная площадь тормозных накладок рабочей тормозной системы
3	$S_t = \dfrac{t_т n(v_1 + v_2)}{2}$	t — время одного торможения; n — число торможений на 1 км пути в интервале скоростей от v_1 до v_2
4	$S^* = \dfrac{S_н}{S} = \dfrac{S_t R_{ср}}{r_к S}$	$S_н$ — путь, пройденный тормозной накладкой при торможении; S — длина участка торможения; $R_{ср}$ — средний радиус расположения накладки относительно поверхности
5	$y_x = -0{,}67x + 12{,}24$	y_x — средняя остаточная толщина фрикционного слоя; x — пробег АТС
6	$T_{ср} = T_а K_s K_h$	$T_а$ — средний ресурс тормозных накладок АТС-аналога; $K_S = \dfrac{S_а^*}{S_i^*}$ — коэффициент, учитывающий пути S^* трения автомобиля-аналога и исследуемого АТС; $K_h = \dfrac{\delta_i}{\delta_а}$ — коэффициент, учитывающий отношение толщины рабочего слоя δ_i накладки исследуемого АТС к толщине $\delta_а$ тормозной накладки АТС-аналога
7	$t_{ср} = \theta\Gamma\left(1 + \dfrac{1}{m}\right)$; $\sigma = \theta\sqrt{\Gamma\left(1 + \dfrac{2}{m}\right) - \Gamma^2\left(1 + \dfrac{1}{m}\right)}$	$\Gamma\left(1 + \dfrac{1}{m}\right)$ — гамма-функция
8	$t_{90\,\%} = \theta(-\ln 0{,}9)^{\frac{1}{m}}$	—

по эксплуатации; прогнозирование среднего и "гамма-процентного" ресурсов тормозных накладок одного изготовителя с учетом длины тормозного пути на 1 км пробега и предельного значения остаточной толщины фрикционного слоя тормозных накладок конкретных АТС.

Для решения задач первых двух этапов кафедра "Автомобильный транспорт" с участием испытательной лаборатории ВолгГТУ использовала результаты проводимой в течение ряда лет оценки долговечности тормозных накладок грузовых автомобилей КамАЗ, автобусов "Икарус", "Мерседес Бенц", ГАЗ-32021, "ГАЗель", легковых автомобилей ГАЗ и ВАЗ в условиях реальной эксплуатации, а также паспортные данные этих АТС. В частности, из условия сцепления с дорогой специалисты по известной из теории зависимости (формула № 1 в табл. 1) рассчитали давления p_i, действующие на тормозные накладки подконтрольных транспортных средств, и удельные работы ΔL_i трения. Затем последние проверили на допустимые их значения (формула № 2). В итоге установили: что среднее для всех АТС давление, действующее на накладки при торможении, составляет 5,78 МПа (57,8 кгс/см^2), а отклонения Δ давлений по конкретным АТС не превышают (табл. 2) 10 %. Значения же ΔL во всех случаях оказалось значительно меньше предельно допустимой его величины, равной $0{,}4 \cdot 1{,}0 \cdot 10^{-4}$ кДж/см^2.

Все это и позволило утверждать, что износ фрикционного материала накладок в исследуемых тормозных механизмах происходит в одинаковых внешних условиях.

Таблица 2

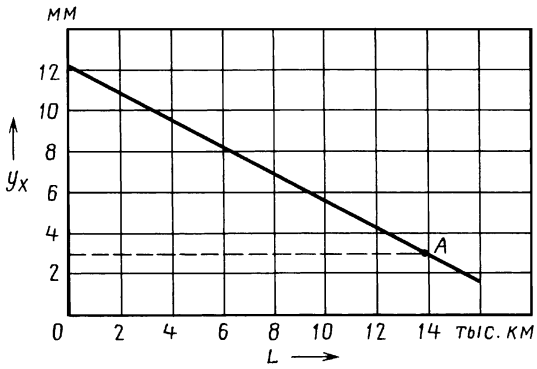
АТС	$v_{ср} = (v_1 + v_2)/2$, км/ч	p_i, МПа (кгс/см^2)	ΔL, кДж/см^2	Δ, %
ГАЗ-32021	37,6	5,8 (58)	0,222	0,3
ГАЗ-3102	38,5	5,3 (53)	0,205	8,3
ВАЗ-2101, ВАЗ-2106	38,5	5,4 (54)	0,214	6,5
ВАЗ-2110	38,5	5,5 (55)	0,214	4,8
КамАЗ-5320	55,6	5,6 (56)	0,153	3,1
"Икарус-280"	32,2	6,4 (64)	0,147	10,3
"Мерседес-Бенц 0 302S"	30,6	6,2 (62)	0,161	7,3

Таблица 3

АТС	Тормозной механизм с наибольшей нагрузкой	$S_т$, м	S^*, м
ГАЗ-32021	Передний дисковый	117,3	42,69
ГАЗ-3102	То же	40,2	14,62
ВАЗ-2101, ВАЗ-2106	»	54,1	19,67
ВАЗ-2110	»	50,8	18,48
КамАЗ-5320	Задний барабанный	33,2	12,09
"Икарус-280"	То же	75,7	27,54
"Мерседес-Бенц 0 302*S*"	»	69,8	25,41

Таблица 4

АТС	K_S	K_h	$T_{ср}$, тыс. км	Пробег до предельного состояния накладок, тыс. км	Δ, %
ГАЗ-32021	1,00	1,00	13,8	12,9	6,5
ГАЗ-3102	2,92	1,00	40,3	43,7	8,4
ВАЗ-2101, ВАЗ-2106	2,17	1,00	29,9	32,6	9,0
ВАЗ-2110	2,31	1,00	31,9	29,3	8,2
КамАЗ-5320	3,53	1,33	64,8	59,4	8,3
"Икарус-280"	1,55	1,33	28,4	31,2	8,9
"Мерседес-Бенц 0 302*S*"	1,68	1,33	30,8	32,4	5,2



Далее по формуле № 3 определяли тормозные пути S_t, а по формуле № 4 — пути S^* трения на 1 км пробега (табл. 3).

Завершился первый этап выбором АТС-аналога, т. е. АТС с наиболее интенсивными режимами торможения. Делается это с учетом средней начальной скорости торможения по максимальным значениям двух параметров — числу торможений и пути трения на 1 км пробега.

Как видно из сказанного выше, таким АТС из всех исследуемых может быть только ГАЗ-32021, который эксплуатируется как маршрутное такси и у которого наибольшая часть общего тормозного момента приходится на передние тормозные механизмы. Поэтому в основу третьего и четвертого этапов были положены результаты подконтрольной эксплуатации "маршруток": именно по ним определяли интенсивность изнашивания тормозных накладок транспортного средства-аналога на 1 м тормозного пути и значение их среднего ресурса. Причем в последнем случае в качестве критерия предельного состояния накладок был принят остаточный фрикционный слой, величина которого, согласно инструкции по эксплуатации автомобилей семейства "ГАЗель", не должна быть меньше 3 мм.

Исходя из общепринятой теории процесса изнашивания, зависимость величины износа накладок от времени на этапе установившегося процесса изнашивания аппроксимировали выборочным уравнением прямой линии (формула № 5).

Графически данное уравнение иллюстрирует рисунок, из которого следует, что пробег АТС-аналога, автомобиля ГАЗ-32021, соответствующий минимальной (предельно допустимой) толщине фрикционного слоя (3 мм), должен составлять (точка А) ~13,8 тыс. км. Однако он в среднем равен 13,8 тыс. км. Расхождение результатов расчета и эксперимента, как видим, не превышает 6 %, поэтому средний ресурс тормозных накладок других АТС (пятый этап) можно и нужно оценивать по формуле № 6.

Значения коэффициентов K_S и K_h, входящих в формулу, а также результаты выполненных по ней расчетов среднего ресурса и данные о пробеге до предельного состояния тормозных накладок исследованных АТС приведены в табл. 4. Из нее следует, что отклонение среднего ресурса, рассчитанного по аналогу, от экспериментально определенной величины пробега тормозных накладок одного и того же изготовителя до их предельного состояния не превышает 10 %.

Для расчета "гамма-процентного" ресурса закон распределения пробега накладок до предельного износа приняли соответствующим распределению Вейбулла. Параметры θ и σ этого закона определяли из формул № 7, а по формуле № 8 — "гамма-процентный" (при $\gamma = 90$ %) ресурс накладок: нижнюю границу их пробега (т. е. значение пробега, которое превышает не менее 90 % колодок) до остаточной (предельно допустимой) толщины фрикционного слоя.

Таким образом, рассмотренный выше метод оценки долговечности тормозных накладок дает возможность прогнозировать средний и "гамма-процентный" их ресурс по результатам подконтрольной эксплуатации АТС-аналога и сокращает тем самым время определения долговечности тормозных накладок одного изготовителя для различных транспортных средств. И, кроме того, определять остаточную толщину фрикционного слоя накладок без разборки тормозных механизмов, уменьшая трудоемкость и затраты на техническое обслуживание.

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров

58-я МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ ААИ

"Автомобиль и окружающая среда" — этой теме была посвящена 58-я международная научно-техническая конференция Ассоциации автомобильных инженеров, состоявшаяся в НИЦИАМТе

В работе конференции приняли участие специалисты ведущих отечественных и многих заррубежных предприятий и фирм, занятых проектированием, испытаниями и производством автомобильной техники, силовых установок для нее, других автокомпонентов, а также представители науки и властных структур России.

В первый день работы конференции ее участники заслушали доклады о политике Минпроэнерго России в области автомобильной экологии; путях решения проблем мегаполиса, связанных с вредными выбросами от автотранспорта (на примере Москвы); тенденциях развития конструкции автотранспортных средств в области экологии и энергосбережения; разработке и исследованиях выполненных в НАМИ транспортных средств с различными типами водородных и комбинированных энергоустановок; нормативном обеспечении оценки технического состояния эксплуатируемых АТС по параметрам экологической безопасности (НИИАТ); развитии требований по экологии в отношении АТС и двигателей; работах ОАО "КамАЗ" по созданию двигателей, удовлетворяющих нормам "Евро-3" и "Евро-4", в соответствии с требованиями специального технического регламента; технико-экономических аспектах снижения шума от АМТС; концепции специального технического регламента "О требованиях к безопасности при утилизации вышедших из эксплуатации колесных транспортных средств и их составных частей"; специальном техническом регламенте "Требования к бензинам, дизельному топливу и другим горючесмазочным материалам"; требованиях Украины и Белоруссии в отношении автомобильной экологии и др. Были также сделаны сообщения об эксплуатационной надежности каталитических нейтрализаторов фирмы "Экокат" (Финляндия) для дизелей и газовых двигателей; о разработанных фирмой "Рикардо" (Великобритания) архитектуре и технологии гибридных транспортных средств.

Во второй день работа конференции была организована по секциям: "Виброакустика и комфорт автомобиля" (16 докладов); "Двигатели и выбросы вредных веществ" (15 докладов); "Топлива и смазочные материалы, газобаллонные автомобили, топливная экономичность" (19 докладов). Во второй половине дня в рамках конференции прошел информационный семинар "Стандартизованные методы и приборы для оценки шума и вибрации автомобиля" (9 докладов).

На конференции был избран новый президент ААИ. Им стал главный конструктор Горьковского автозавода В.Л. Четвериков. Избраны новые составы Правления и Совета ААИ.

В своем решении конференция поручила НИЦИАМТу и НАМИ разработать программный документ в отношении развития национальных требований к экологичности автотранспортных средств (включая срок выхода на актуальное европейское нормирование и введение требований по выбросам углекислого газа); исполкому ААИ — организовать совместно с ОАР и Национальной ассоциацией водородной энергетики подготовку предложений по развитию работ в области применения водорода как автомобильного топлива; комитету ААИ по стандартизации — разработать в сотрудничестве с техническим комитетом ОАР проект стандарта ААИ по методам измерения и предельным выбросам углекислого газа, способствовать ускорению работы над поправками к ГОСТ Р 51313-2000 (внутренний шум), учитывающими особенности современных легковых автомобилей; просить ОАР подготовить предложения по механизму экономического стимулирования производства и применения АТС более высокого экологического класса и соответствующих топлив.

Следующая, 59-я, конференция ААИ пройдет в сентябре текущего года в Омске и будет посвящена теме "Автомобили и специальные технологические машины для Сибири и Крайнего Севера", а очередное заседание правления ААИ — в дни проведения традиционного московского "Автосалона-2007".

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Юденков Н.П. — Новые тенденции и решения при создании отечественного оборудования для автомобильной промышленности . . . 1
Ясенков Е.П. — Элементы автотранспортного комплекса и их воздействие на окружающую среду . . . 4
АСМ-факты . . . 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Марков В.А., Девянин С.Н., Коршунов Д.А., Дробышев О.В. — Биотоплива для дизелей: впрыскивание и распыление . . . 7
Ерохов В.И., Карунин А.Л., Карунин М.А., Ревонченков А.М. — Лазерная система зажигания автомобильного ДВС . . . 10
Тверсков Б.М. — Нагруженность гидромеханической трансмиссии при включении ее передач . . . 13
Новиков Г.В., Погорелов В.В., Шипилевский Г.Б. — Автоматическое регулирование полноприводных самоходных машин с бесступенчатыми трансмиссиями. Гипотезы . . . 17
Возвращаясь к напечатанному
Подригало М.А., Подригало Н.М. — Полезная работа и КПД автомобиля. Одно уточнение . . . 19
Читатель предлагает
Рыбаков А.А. — Автомобильный прямоточный двигатель со свободнопоршневым генератором газов . . . 22

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Румянцев А.Н. — Проблемы диагностирования электрооборудования автомобилей . . . 24
Балясников Е.С. — Алгоритмы поиска неисправностей и выбора режима управления электрогидравлической тормозной системы АТС . . . 26
Патрин А.Н., Нечаев В.В., Меркушов Ю.Н. — Функциональное диагностирование электромагнитных форсунок впрысковых ДВС с искровым зажиганием 29

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Колтунов И.И. — Влияние наладочных параметров на точность криволинейных поверхностей при шлифовании . . . 31
Московкин Е.В., Вохминов Д.Е., Шкель А.С. — Новый метод расчетных исследований АТС . . . 33
Павлов В.А. — Расчет поперечной статической устойчивости АТС . . . 35
Ревин А.А., Тюрин С.В., Федотов В.Н. — Метод оценки долговечности тормозных накладок по результатам подконтрольной эксплуатации аналога . . . 38

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров
58-я международная научно-техническая конференция ААИ . . . 40

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 Т.В. Арбузова
Сдано в набор 1.06.2007. Подписано в печать 17.07.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,71. Зак. 1036.
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.