

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ  
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,  
науки и технологий РФ,  
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 10 • октябрь • 2015



## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

### О НЕКОТОРЫХ ПОПЫТКАХ ГОСУДАРСТВЕННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Канд. техн. наук В.О. СВЕЩИНСКИЙ  
ООО "ХОРС-А" (3852. 48-76-78); (8.923. 712-26-49)

Разработчики различных нормативных документов, касающихся проблем автомобильной промышленности и автомобильного транспорта, за образец, как правило, берут аналогичные зарубежные документы (директивы, Правила ЕЭК ООН, стандарты и т.д.). Простой перенос иностранного опыта и общемировых тенденций на российскую почву. Вот несколько тому примеров.

Первый: обязательность наличия ремней безопасности во всех автобусах (ГОСТ Р 41.16, разработанный на основе Правил № 16 ЕЭК ООН). Вероятно, тот, кто принимал решение об обязательном комплектовании автобусных сидений ремнями безопасности, исходил из того, что безопасность пассажиров — главное условие перевозок. Предпосылка хорошая, но принимающий решение явно не пользуется даже городским автобусом, где в "часы пик" половина пассажиров не сидит, а стоит. А если взять пригородные автобусы, то скорость их передвижения по разбитым грунтовым дорогами такая, что заставить кого-либо даже из сидящих пристегнуться — целая проблема. Поэтому ремни либо оторваны (чтоб не мешали!), либо застегнуты сзади или снизу, под сиденьем. На безопасность пассажиров они не влияют. Итак, пассажирам ремни не нужны (это — мнение пассажиров). Изготовителю транспортного средства они тоже не нужны, поскольку де-факто служат лишь причиной вынужденного повышения цены продукции (стоимость ремней + стоимость сертификации). Водителю ремни не нужны потому, что являются лишним поводом беспокойства: инспекторы ГИБДД могут "придраться", если их нет.

Как показывает опыт, ремни безопасности логически обоснованы, пожалуй, на междугородных и международных линиях. Добавим — иногда.

Напрашивается крамольный вывод: правила хороши, теоретически необходимы, практически — бесполезны и, более того, вредны.

Второй пример — введение экологических норм "Евро-4", "Евро-5" и т.д. Теоретически — дело хорошее. Тем более что весь мир борется за экологию. А практически? С одной стороны, возможно, в крупных городах введение этих норм оправданно, а с другой — повсеместно условий для этого нет: двигателестроение в России почти полностью разрушено и не в результате конкурентной борьбы, как думают некоторые, далекие от заводских проблем люди. Если взять те же автобусы, официально существует только один бензиновый двигатель четвертого экологического класса, хоть немного подходящий по мощности. Это ЗМЗ-52342.10. Что касается дизелей, то большинство электронных блоков управления очень чутко реагируют на качество топлива, а оно у нас по содержанию серы хуже норм "Евро-4". Поэтому блоки сразу же ограничивают мощность дизелей. Возможно, в европейской части страны такое топливо есть. А как найти "евросолярку" на станции Зудилово Западно-Сибирской железной дороги, в деревне Мыльниково или в рабочем поселке Тальменка? Теоретически она должна быть: раз правительство приняло решение, то хоть разбейся, но обеспечь. Однако практически её и близко нет. Так, может быть, все же нужно хоть иногда руководствоваться и здравым смыслом, а не только желанием быть, как "в Европах"? Неплохо бы помнить о том, что Россия не заканчивается на Волге или даже на Урале. Она продолжается до Тихого океана.

Такое бездумное отношение к введению европейских норм на дизельные топлива отрицательно сказывается не только на мощности двигателей, и следовательно, производительности транспортного процесса.

Дело гораздо хуже. Завозимые в Россию дизели, удовлетворяющие нормам "Евро-4", очень быстро теряют не только мощность, но и быстро выходят из строя. Эта ситуация особенно характерна для Сибири и Дальнего Востока. Поэтому и стал так популярен особый вид автосервиса — так называемый чип-тюнинг: специалист (по сути — хакер) взламывает программу электронного блока управления либо ставит дополнительное устройство, изменяющее параметры рабочего процесса двигателя. При этом он может "вернуть" мощность, но экологические показатели двигателя резко изменятся в худшую сторону. Таким образом, получается, что мы обманываем сами себя. Никакой борьбы за экологию на самом деле нет и в помине. Есть лишь искусственное удорожание конечного продукта. Может сложиться впечатление, что все эти "новации" пролоббированы теми, кто работает в области чип-тюнинга или получает вознаграждение от иностранных поставщиков двигателей.

Третий пример — с сентября 2012 г. вступило в действие Постановление Правительства России № 870 "Об утилизационном сборе в отношении колесных транспортных средств", в котором даже при первом взгляде обнаруживается ряд неточностей.

Допустим, создаётся фирма, планирующая выпускать автобусы вместимостью, например, 22...45 человек. Изучив рынок, она обнаруживает, что подержанный китайский автобус того же класса стоит, предположим, от 600 до 800 тыс. руб. Такой автобус проходит еще не меньше года. На автобус своего производства фирма даёт гарантию три года, его себестоимость — порядка 1,1 млн руб., а отпускная цена — 1,3 млн руб. (по ценам 2012 г.).

Прочитав постановление № 870, понимаем, что, помимо всех налогов и платежей, должны отдать государству еще ~200 тыс. (утилизационный сбор). Это — всё то же благородное стремление бороться за экологию или, иначе говоря, быть, как все прогрессивное человечество.

Чтобы не работать бесплатно, фирма будет вынуждена поднимать цены на свою продукцию. Правда, в постановлении № 870 есть своего рода лазейка: предприятие-изготовитель может взять на себя обязательства по переработке отходов, т.е. вышедших из строя автобусов, и в этом случае она освобождается от уплаты утилизационного взноса. Однако в число условий включения изготовителя в реестр освобожденных поставщиков входит наличие пунктов утилизации его продукции в каждом субъекте Российской Федерации и каждом населенном пункте с населением более 500 тыс. человек. Субъектов Федерации на сегодняшний день — больше 80, населенных пунктов с числом жителей более 500 тыс. человек — ~30. Согласно постановлению, Минпромторг рассматривает заявления изготовителя в течение 30 дней, принимает решение о включении в реестр и через 3 дня после этого сообщает решение изготовителю. Но постановление было подписано 30 августа 2012 г., а уже на следующий день

в реестре предприятий, освобожденных от уплаты взноса, оказались 111 компаний. В нашем примере фирма только-только создана, ее автобусы только начинают выкатываться из сборочного цеха. То есть ещё нет разветвленной сети станций техобслуживания или дилерских центров, которые можно выдать за пункты утилизации, нет договоров с предприятиями, которые согласны утилизировать её автобусы, нет, строго говоря, даже необходимости утилизировать эти автобусы (те, что выпущены, еще не отъездили гарантийного срока, но за утилизацию надо платить).

Зададимся безответным вопросом: кто выигрывает от этого постановления? Кто проигрывает, понятно. Постановление № 870 одним ударом отсекает от "участия в игре" небольшие предприятия, которые в перспективе могли бы стать потенциальными конкурентами крупным игрокам-автопроизводителям. Новичков, что называется, "быют на взлете", государство получает легальный "откат" в виде утилизационных взносов неудачников, а те, кому повезло, раз в году предоставляют сведения о том, что его продукция успешно утилизируется по всей стране.

Когда в высоких кабинетах рассуждают о тяжелом положении в автомобильной промышленности, то, видимо, не вспоминают одну из главных причин такого положения — нестабильность государственной технической политики. Ситуация с утилизационным сбором это хорошо иллюстрирует. Например, глава комитета Госдумы по транспорту в одном из интервью сообщил, что комитет направил в правительство документ, в котором предлагается отменить действие утилизационного сбора в 2015 г., так как это должно уменьшить падение продаж на российском автомобильном рынке.

Затея хорошая, но почему же на один год? Как можно планировать производство, не зная, что придумает родное государство в будущем году? Производство тех же автобусов — не посадка картошки: один год на одном поле, другой год — на другом. Тут нужна многолетняя продуманная стратегия развития фирмы. Но создать её в условиях постоянно меняющихся "правил игры" невозможно.

Даже перечисленные выше примеры, а их можно продолжать чуть ли не до бесконечности, говорят об одном: государство, т.е. многочисленные коллективы чиновников в комитетах и министерствах, подобно герою плохого анекдота, "имеет в запасе много рецептов" и пробует их, не особо задумываясь над последствиями. Порой не знаешь, что лучше: когда государство пытается регулировать ситуацию в автомобильной промышленности и на автомобильном транспорте или когда оно забывает о них совсем. И пока ситуация не изменится, говорить о завершении кризиса в отечественном автомобилестроении не приходится. А изменится лишь тогда, когда разработчики нормативных документов вспомнят, что этот документ долженходить из уже достигнутого, причём не где-то там, за рубежом, а здесь, где он становится законом.

На 16-й международной специализированной выставке "Строительная техника и технологии-2015" (СТТ-2015) АЗ "Урал" впервые представил автомобили нового семейства "Урал Некст", серийное производство которых начинается уже текущем году.

Новый кабинный модуль, близкий по конструкции кабине автомобилей семейства "Газель Некст", установлен на глубоко модернизированное шасси с высокотехнологичной агрегатной базой. Сохранив традиционные преимущества продукции бренда "Урал" — уникальную проходимость, ремонтопригодность и высокую функциональность, автомобиль стал более надежным, обладает повышенным комфортом, улучшенной управляемостью, топливной экономичностью и эксплуатационной эффективностью. Внедренные технические решения позволили установить увеличенную гарантию на автомобиль — 24 месяца или 100 тыс. км пробега; межсервисный интервал составил 15 тыс. км; выросли ресурс и остаточная стоимость.



На выставке были представлены четыре автомобиля "Урал Некст": вахтовый автобус (на сжатом метане и дизельном топливе), самосвал с трехсторонней разгрузкой (объем кузова — 11 м<sup>3</sup>), универсальный автомобиль с бортовой платформой и краново-манипуляторной установкой и автотопливозаправщик.

\*

К участию в крупнейшей в России программе лояльности "eXtra" для СТО и автомагазинов добавилась продукция "ЭЗ" — лидирующего российского бренда свечей зажигания. Свечи ЭЗ вместе с программой лояльности "eXtra" были представлены на выставке "МИМС Автомеханика-2015".

Свечи ЭЗ выпускаются на хорошо известном отечественному потребителю заводе в Энгельсе Саратовской области. В настоящее время бренд ЭЗ — зарегистрированная торговая марка компании "Бош". Свечи ЭЗ занимают лидирующие позиции на рынке автозапчастей России (более 40 лет), Украины, Казахстана, Азербайджана, Армении, Таджикистана, Узбекистана и ряда других стран. Это свидетельствует о доверии потребителей к продукции ЭЗ и является лучшим подтверждением качества свечей зажигания.

Завод обладает сертификатами о соответствии специальным требованиям "GM-АвтоВАЗ", "Фольксваген" и "Группы ГАЗ". Система контроля качества свечей соответствует требованиям международных стандартов ИСО и Госстандарта России. Свечи ЭЗ установлены в двигателе практически каждого автомобиля, сходящего с конвейеров отечественных автопроизводителей. В дополнение к этому ассортимент свечей зажигания ЭЗ также покрывает большинство автомобилей зарубежного производства и происхождения, популярных на российском рынке.

Программа лояльности "eXtra" предлагает станциям техобслуживания и различным магазинам запчастей бонусы за покупку продукции участников программы лояльности — лидирующих производителей автомобильных компонентов. В Германии, Австрии и Швейцарии в программе "eXtra" участвуют более 90 % всех СТО регионов. В России она была представлена на выставке "МИМС-Автомеханика" в 2012 г. и быстро обрела популярность среди станций технического обслуживания и различных торговых точек. С августа 2015 г. в программе будут участвовать и свечи зажигания ЭЗ.

В настоящий момент суммарное число участников программы в России, Белоруссии и на Украине составляет более 9000. В России в программе лояльности уже приняли участие более 5000 станций техобслуживания и магазинов по продаже запчастей. С приходом в программу популярного отечественного бренда ЭЗ интерес к программе увеличится, а участники смогут получать еще большие выгоды.

Для участия в программе лояльности необходимо зарегистрироваться на сайте [extra-program.ru](http://extra-program.ru). После регистрации баллы автоматически начисляются при каждом заказе продукции брендов, участвующих в программе лояльности, у официальных дилеров. Накопленные баллы участники программы лояльности могут обменивать на подарки из каталога "eXtra", который содержит около 250 различных позиций.

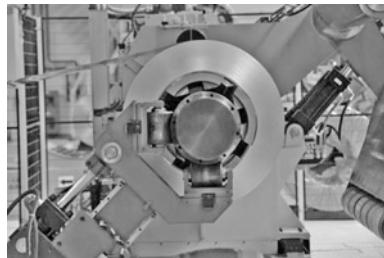
\*

ООО "Северсталь—Гонварри—Калуга" (входит в дивизион "Северсталь Российская сталь", совместное предприятие компаний "Северсталь" и испанской "Гонварри Стилл Сервис") выпустило 250 тыс. т продукции для автопроизводителей. Всего же с момента пуска производства (в 2010 г.) на предприятии произведено около 330 тыс. т. Предприятие оказывает своим клиентам услуги по продольной и поперечной резке металла, производству вырубной заготовки для дальнейшей штамповки деталей. В 2013 г. на "Северсталь—Гонварри—Калуга" была установлена дополнительная линия по производству вырубных заготовок, построен дополнительный производственный корпус площадью 6350 м<sup>2</sup>, что позволило

увеличить площадь хранения на 4 тыс. м<sup>2</sup> и достичь емкости склада рулонов до 30 тыс. т. Общая сумма инвестиций в проект составила более 40 млн евро.

Создание сервисных металлоцентров — это дополнительные возможности для локализации иностранных автопроизводителей в России и СНГ. Инвестируя в увеличение глубины переработки, "Северсталь" имеет возможность предоставить конечным клиентам техническое сопровождение по всей цепочке от проката до штампованной детали, контролировать качество на всех этапах переработки. В настоящий момент предприятие осуществляет поставку заготовок на штамповочные производства "Гестамп—Северсталь—Калуга", "Гестамп—Северсталь—Всеволожск" и "Гестамп—Тольятти" и сотрудничает с такими автомобильными брендами, как "Фольксваген", "Шкода", "Рено", "Ниссан", "Форд", "Мицубиси", "Ситроен".

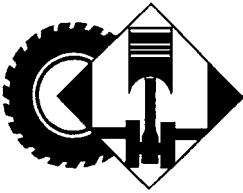
Доля череповецкого проката в общем объеме переработки на предприятии постоянно увеличивается и сейчас составляет около 50 %. В 2013 г. этот показатель составлял около 43 %, а в 2014 г. — около 47 %. Кроме автопроизводителей потребителями продукции "Северсталь—Гонварри—Калуга" являются также производители бытовой техники и строительные компании.



\*

ПАО "КамАЗ" и "Хавтай Мотор Групп" подписали рамочное соглашение о создании совместного предприятия по производству и продажам грузовиков КамАЗ в Китае и легковых автомобилей "Хавтай" в России. Производство легковых автомобилей под этой маркой будет организовано на производственных площадях КамАЗа. Для производства грузовиков в Китае планируется строительство нового завода в городе Тяньцзинь. Продажи будут осуществляться с использованием преимуществ товаропроводящих сетей друг друга.

ПАО "КамАЗ" внесёт в уставный капитал совместного предприятия свои производственные площади в России, технологии производства грузовиков и управленические ресурсы. В свою очередь компания "Хавтай Мотор Групп" представит СП технологии, конструкторские разработки и другие "ноу-хау" в области производства легковых автомобилей.



# КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.436

## РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ НА РЕЖИМАХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ ЦИКЛОВ

Доктора техн. наук С.В. ГУСАКОВ и В.А. МАРКОВ,  
МОХСЕН АХМАДНИА

РУДН; МГТУ имени Н.Э. Баумана (499. 263-69-18)

Приведены результаты расчетных исследований энергетического баланса силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с испытательными циклами EUDC и HWFET.

**Ключевые слова:** силовая установка, автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, трансмиссия, испытательный цикл, топливная экономичность.

Gusakov S.V., Markov V.A., Moskhen Akhmadnia  
CALCULATION RESEARCH OF AN AUTOMOBILE VEHICLE  
ON THE MODES OF DRIVE CYCLES

*Results of calculating research of power balance of a propulsion system for vehicles moving according to drive cycles EUDC and HWFET is carried out.*

**Keywords:** automobile power installation, vehicle, internal combustion engine, transmission, drive cycle, fuel economy.

Для оценки расхода топлива автомобильным двигателем и его экологических показателей в условиях эксплуатации используются, как известно, ездовые циклы — специальные процедуры испытаний, разработанные экспертами из стран ЕС (европейский испытательный цикл) и США (американский испытательный цикл) на основе руководящих принципов экологической безопасности ЕЭК ООН в области транспортных средств. Чтобы исключить влияние погодных условий, рельефа местности и качества дорожного покрытия на результаты испытаний, их проводят на стенах с беговыми барабанами, обеспечивающими ту нагрузку силовой установки автомобиля, которая соответствует его движению в городе и на магистралях. При этом процедура тестирования жёстко оговаривает условия испытаний: значение текущей скорости движения автомобиля, выбор передачи в коробке передач, полную массу автомобиля, качество топлива, температуру окружающей среды, тип шин, давление в них и многие другие параметры. И практика показывает, что результаты выполненных с соблюдением всех требований стендовых испытаний хорошо совпадают с результатами эксплуатации. То есть испытательный цикл — довольно эффективный инструмент оценки качества автомобилей.

Однако у него, к сожалению, есть и недостатки, главный из которых большая трудоёмкость, а значит, и стоимость реализации. Поэтому специалисты всё чаще говорят о необходимости создания таких методов расчётных исследований режимов работы двигате-

ля, которые давали бы результаты, аналогичные тем, что получаются при стендовых испытаниях по стандартизованным циклам движения. Более того, эти методы реализации у нас есть. Например, специалистами РУДН и МГТУ имени Н.Э. Баумана разработана компьютерная программа, позволяющая рассчитывать энергетический баланс силовой установки, т.е. мощностные показатели ДВС, требуемые для движения автомобиля в соответствии с задаваемым ездовым циклом, а также оценивать расход топлива при его выполнении. В эту программу вводятся данные по ДВС в виде топливной карты (зависимость цикловой подачи топлива от частоты вращения коленчатого вала и нагрузочного режима работы двигателя) или экспериментально полученной универсальной характеристики (зависимость удельного эффективного расхода топлива от тех же частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя).

Ездовой цикл характеризуется своей продолжительностью  $t$ , максимальной ( $v_{\max}$ ) и средней ( $v_{cp}$ ) скоростями движения автомобиля, числом  $N_{ost}$  и длительностью  $t_{ost}$  остановок. Кроме того, с энергетической точки зрения основными параметрами цикла могут служить работа  $A_{цикл}$ , совершаемая двигателем при движении автомобиля в соответствии с выбранным циклом, а также требуемая для этого средняя  $N_e$  мощность силовой установки.

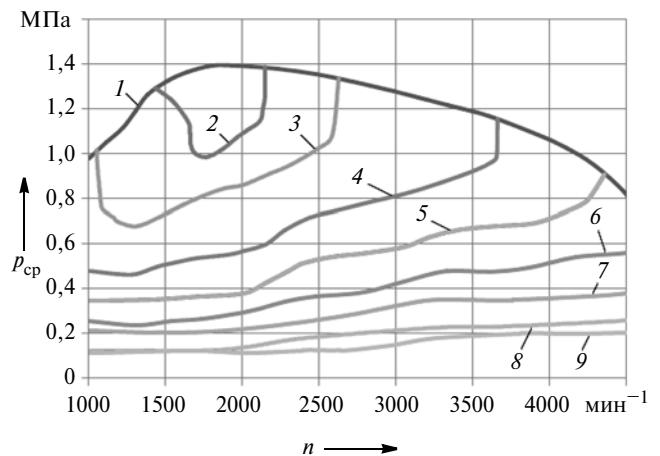


Рис. 1. Универсальная характеристика (зависимость среднего эффективного давления газов в надпоршневой полости от частоты вращения коленчатого вала и удельного эффективного расхода топлива) дизеля "ФольксвагенTDI" модели ALH:

1 — внешняя скоростная характеристика; 2 —  $g_e = 200 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч}) = \text{const}$ ; 3 —  $g_e = 210 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч})$ ; 4 —  $g_e = 220 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч})$ ; 5 —  $g_e = 250 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч})$ ; 6 —  $g_e = 280 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч})$ ; 7 —  $g_e = 320 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч})$ ; 8 —  $g_e = 400 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч})$ ; 9 —  $g_e = 500 \text{ г}/(\text{kBt} \cdot \text{ч})$

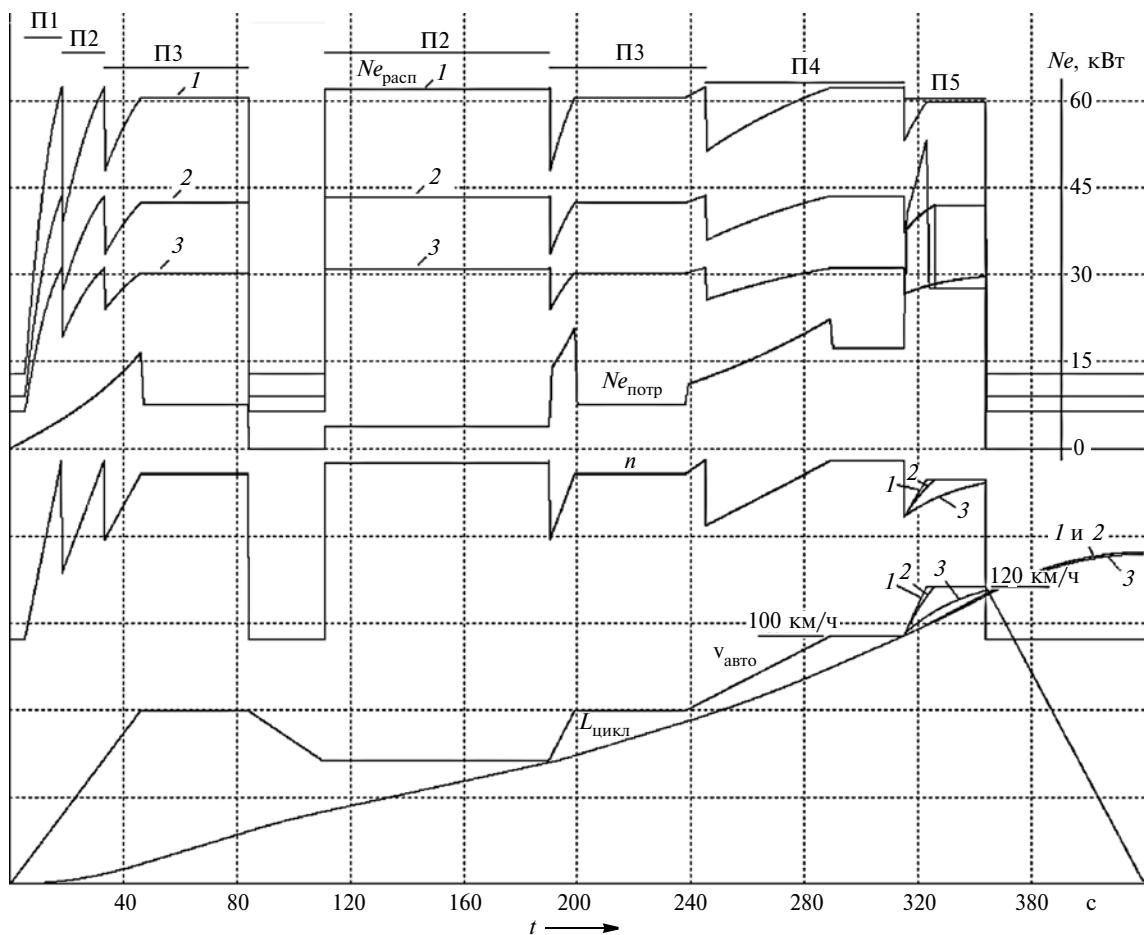


Рис. 2. Зависимость параметров движения автомобиля "Фольксваген" в ездуовом европейском цикле от времени и рабочего объема его дизеля TDT мод. ALH:  
1 —  $iV_i = 1,9 \text{ л}$ ; 2 —  $iV_i = 1,33 \text{ л}$ ; 3 —  $iV_i = 0,95 \text{ л}$

К сожалению, при оснащении автомобиля классической механической трансмиссией полностью реализовать его движение в полном соответствии с условиями ездового цикла невозможно. В этом цикле имеются участки, на которых потребная мощность двигателя (равная его номинальной мощности) максимальна, но есть и участки, где наблюдается недоиспользование номинальной мощности. А значит, и повышенный эксплуатационный расход топлива. Отсюда — поиск решений по оптимизации режимов работы ДВС (регулирование мощности отключением цилиндров [1], применение модульных силовых установок [2], электрических трансмиссий и электромеханических комбинированных, гибридных, силовых установок [3], интерес и к механическому аккумулятору энергии — маховику [4]).

Для оценки отношения максимальной потребной мощности  $N_e \text{ потр max}$  к средней  $N_e \text{ср}$  мощности за цикл в обоих, европейском (EUDC) и американском (HWFET), ездовых циклах и необходимо определиться с параметрами автомобиля и его силовой установки. Как это делается, рассмотрим на примере турбонаддувного дизеля "Фольксваген TDI" модели ALH рабочим объемом 1,9 л. Этот дизель, устанавливаемый на свой автомобиль класса "B", имеет следующие технические характеристики.

Полная масса автомобиля, кг . . . . .	1000
Динамический радиус колеса, м . . . . .	0,30
Лобовая площадь (мидель) автомобиля, $\text{м}^2$ . . . . .	2,5
Коэффициент аэродинамического сопротивления . . . . .	0,36
КПД трансмиссии . . . . .	0,95
Передаточное число главной передачи . .	3,06
Передаточные числа коробки передач . .	3,727; 2,043; 1,393; 1,029; 0,795

Номинальная мощность двигателя, кВт, при номинальной частоте вращения коленчатого вала . . . . . 66 / 3750

Минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода, мин<sup>-1</sup> . . . . . 800

Что же касается поля его нагрузочно-скоростных режимов работы, то они ограничиваются внешней скоростной характеристикой (ВСХ), показанной на рис. 1, и её обработка позволяет получить значения трёх ( $A_{\text{цикл}}$ ,  $N_e \text{ср}$  и  $N_e \text{ потр max}$ ) основных параметров рассматриваемого дизеля при его работе. Так, установили, что для цикла EUDC  $A_{\text{цикл}} = 3477 \text{ кДж}$ ;  $N_e \text{ср} = 8,69 \text{ кВт}$ ;  $N_e \text{ потр max} = 52,8 \text{ кВт}$ ; для цикла HWFET —  $A_{\text{цикл}} = 5426 \text{ кДж}$ ;  $N_e \text{ср} = 7,09 \text{ кВт}$ ;  $N_e \text{ потр max} = 31,3 \text{ кВт}$ .

Как видим, разница потребных максимальных мощностей, а также работ между циклами довольно значительная: 21,5 кВт и 1949 кДж соответственно. На 365 с, т.е. почти вдвое, отличаются и продолжительности циклов (400 и 765 с). При этом следует отметить, что средняя скорость, наоборот, выше у американского цикла HWFET (77,7 км/ч против 62,6 км/ч у европейского цикла EUDC). Это кажущееся несоответствие связано с тем, что европейский цикл более "динамичный", т.е. в нем относительные затраты энергии на ускорение автомобиля больше. Это хорошо видно из рис. 2, на котором дано графическое представление цикла EUDC: на нем явно просматриваются участки ускорения автомобиля при высоких скоростях движения. Кроме того, из сопоставления линий, характера протекания мощности, требуемой для движения автомобиля в соответствии с условиями цикла ( $N_e$  потр.), и мощности ( $N_e$  расп) дизеля по внешней скоростной характеристике видно, что практически на всем протяжении испытательного цикла EUDC имеется значительное недоиспользование мощности. Это обстоятельство, как уже упоминалось, служит основанием для попыток снижения рабочего объема двигателя и повышения эксплуатационной топливной экономичности автомобиля (табл. 1).

При уменьшении рабочего объема данного ДВС и выполнении ездового цикла EUDC снижение путевого расхода топлива, действительно, может быть значительным. Однако при этом на наиболее нагруженных участках ездового цикла условие  $N_e$  расп  $\geq N_e$  потр при разгоне автомобиля со 100 до 120 км/ч при ра-

Таблица 1

Рабочий объем дизеля, л	Протяжённость цикла, м (доля в общем пути цикла, %)	Расход топлива		$A_{цикл}$ , кДж (%) и $A_{цикл}$ , кДж
		ездовой, г/цикл (%)	путевой, л/100 км (%)	
1,90	7442,8 (100)	325,6 (100)	5,758 (100)	3476,7 (100); 0,0
1,33	7437,9 (99,93)	241,4 (74,1)	4,271 (74,2)	3457,1 (99,4); 19,6
0,95	7395,6 (99,37)	202,4 (62,2)	3,602 (62,6)	3358,8 (96,6); 117,9

Таблица 2

Рабочий объем дизеля, л	Протяжённость цикла, м (%)	Расход топлива		$A_{цикл}$ , кДж (%) и $A_{цикл}$ , кДж
		ездовой, г/цикл (%)	путевой, л/100 км (%)	
1,90	16 247 (100)	508,3 (100)	4,117 (100)	5427,1 (100); 0,0
1,33	16 247 (100)	432,2 (85,0)	3,501 (85,0)	5419,3 (99,9); 7,8
0,95	16 247 (100)	385,0 (75,7)	3,118 (75,7)	5408,0 (99,6); 19,1

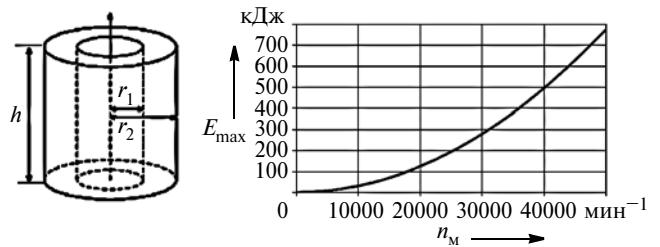


Рис. 3. Энергетическая характеристика маховичного накопителя энергии

бочем объеме двигателя 1,33 и 0,95 л не выполняется. Аналогичная картина может наблюдаться и при реализации цикла HWFET.

Алгоритм разработанной расчетной программы учитывает это обстоятельство: если мощности двигателя не хватает для движения в точном соответствии с ездовым циклом, то скорость движения автомобиля вычисляется по мощности двигателя, соответствующей внешней скоростной характеристике. При этом суммарный путь и работа цикла снижаются.

Следует отметить и то, что даже при двукратном (с 1,9 до 0,95 л) снижении рабочего объема двигателя работа  $A_{цикл}$  в европейском цикле снижается всего лишь на 197,9 кДж. В американском же цикле (табл. 2) аналогичный показатель значительно меньше: 19,1 кДж.

При оснащении рассматриваемого автомобиля системой рекуперации — маховиком-накопителем энергии, внутренний радиус  $r_1$  которого равен 0,1 м, внешний радиус  $r_2 = 0,14$  м, высота  $h = 0,05$  м, плотность  $\rho = 7820$  кг/м<sup>3</sup>, масса — 12,05 кг и момент инерции — 0,0579 кгс·м<sup>2</sup>, энергия, необходимая для движения этого автомобиля с двигателем рабочим объемом 0,95 л по циклу EUDC, может быть запасена при частоте вращения  $n_m$  маховика, равной ~20 000 мин<sup>-1</sup> (рис. 3). При этом двигатель, работая на режиме максимальной экономичности (удельный эффективный расход топлива — 200 г/(кВт·ч)), затратит на пополнение маховика энергией ~120 кДж менее 7 г топлива.

Таким образом, для автомобиля класса "B", оснащенного дизелем с турбонаддувом, мощностью 66 кВт (90 л.с.) при частоте вращения коленчатого вала, равной 3750 мин<sup>-1</sup>, имеются значительные резервы по повышению его эксплуатационной топливной экономичности за счёт снижения рабочего объема этого двигателя в 2 раза: при ездовом цикле EUDC выигрыш составляет 37,4, а при цикле HWFET — на 24,3 %. И второе: для сохранения требуемой динамики движения автомобиля с двигателем меньшего рабочего объема необходимо оборудовать его маховиком-накопителем энергии.

#### Литература

- Островский Г.Л. Возможности повышения топливной экономичности двигателей при регулировании мощности отключением цилиндров // Двигателестроение. 1986. № 11. С. 33..40.
- Кутенев В.Ф. Перспективы совершенствования ДВС // Двигатель. 2005. № 6. С. 53..60.
- Гусаков С.В. Гибридные силовые установки на основе ДВС: Учебное пособие для вузов. — М.: Изд-во РУДН, 2008. — 207 с.
- Mathews T., Nishanth D. Flywheel based kinetic energy recovery systems (KERS) integrated in vehicles // IJEST. — 2013. — Vol. 5. — № 9. — P. 1694–1699.

# ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОБУСА "ВОЛГАБУС РИТМИКС"

Кандидаты техн. наук Г.А. ЧЕРНОВА и А.В. СИНЬКОВ, Н.А. СТОРЧАК  
Волжский ПИ (филиал) Волгоградского ГТУ (8. 906. 40-57-62)

Представлены результаты исследования состояния карданной передачи нового автобуса.

**Ключевые слова:** автобус, карданская передача, вибрационная характеристика, виброускорение, прогнозирование ресурса.

Chernova G.A., Sinkov A.V., Storchak N.A.

VIBRATION CHARACTERISTICS OF CARDAN SHAFT OF BUS "VOLGABUS RITMIKS"

*The results of the research of cardan shaft of the new bus.*

**Keywords:** bus, cardan shaft, vibration characteristics, vibration acceleration, resource prediction.

На автобусном предприятии города Волжский наложен выпуск автобусов средней вместимости "Волгабус Ритмикс", прототип которого сконструирован на базе шасси "Ашок Лейланд" типа ALPSV-3/82. В настоящее время он неплохо продаётся на рынке. Однако на первых порах не обошлось и без неприятностей: при эксплуатации первых его экземпляров в автоколонне города были зафиксированы частые обращения на предприятие по поводу неисправностей их карданной передачи.

Исследования показали, что все эти неисправности связаны с повышенной вибрацией карданного вала, причинами которой, в принципе, могут быть повышенные значения углов в карданных шарнирах, дисбаланс карданных валов, неправильное расположение крестовин относительно друг друга или износ карданных шарниров и шлицевого соединения. Причём во всех случаях результат один и тот же — изнашивание, вплоть до разрушения, шипов крестовины, рабочих поверхностей стаканов игольчатых подшипников. Поэтому что во время работы карданный вал испытывает действие комбинированных (изгибающихся, скручивающихся и осевых) нагрузок.

Чтобы устранить или хотя бы снизить число претензий со стороны потребителей, было принято решение исследовать карданный вал нового автобуса с тем, чтобы установить, какая из перечисленных причин играет главную роль в низкой надёжности карданного вала.

Карданская передача этого автобуса, как и многих других АТС состоит (рис. 1) из двух (2, 5) валов, соединённых между собой через шлицевое соединение, и установ-

ленных на раме автобуса с помощью подвесного подшипника 3. С валами коробки передач и главной передачи карданные валы, как обычно, соединены посредством крестовин. Но в данной схеме есть одна особенность: углы наклона валов в горизонтальной и вертикальной плоскостях — разные, что, естественно, должно как-то сказаться на вибрационной активности валов.

Чтобы установить, каково это влияние, авторы обратились к городскому сервисному центру "Скания", который занимается гарантийным обслуживанием рассматриваемых автобусов и у которого есть соответствующее оборудование.

Исследованиям были подвергнуты два автобуса — новый, т.е. не имеющий пробега, и с пробегом 15 тыс. км. На каждом из них виброускорения измеряли в четырех контрольных точках (рис. 2): на поддоне двигателя (точка 1), корпусах коробки передач (точка 2), подвесного подшипника (точка 3) и главной передаче (точка 4).

Однако здесь возникла чисто методологическая сложность: в настоящее время нормативных методик, позволяющих определять техническое состояние агрегатов по их спектральным вибрационным характеристикам, нет. Поэтому, естественно, нет и нормативных значений параметров, с которыми можно сравнить фактические значения.

Выход из сложившегося положения нашли такой: в качестве нормативных характеристик приняли характеристики карданной передачи нового автобуса. Это, конечно, полумера, поскольку исключаются причины, связанные с конструкцией и производством карданной передачи. Но даже и такие "нормы" не бесполезны. Они позволяют диагностировать состояние карданных передач автобусов, находящихся в эксплуатации.

Исследования состояния карданных передач обоих автобусов (нового и с пробегом) проводились по одной и той же технологии.

Вибрационные ускорения изменились при подомкраченных задних колесах автобуса. Причём на двух режимах — при работе двигателя на холостом ходу ( $n_{\text{дв}} = 600 \text{ мин}^{-1}$ ) и при движении автобуса на первой передаче ( $n_{\text{дв}} = 650 \text{ мин}^{-1}$ ). При этом в каждой контрольной точке по оси X фиксировались колебания агрегатов трансмиссии в горизонтальной плоскости, параллельно оси колёс; по оси Y — параллельно продольной оси автобуса и по оси Z — в вертикальной плоскости, перпендикулярно опорной поверхности.



Рис. 1. Конструкция карданной передачи автобуса "Волгабус Ритмикс":

1 — вилка передней крестовины; 2, 5 — карданный вал; 3 — подвесной подшипник; 4 — шлицевое соединение; 6 — задний фланец

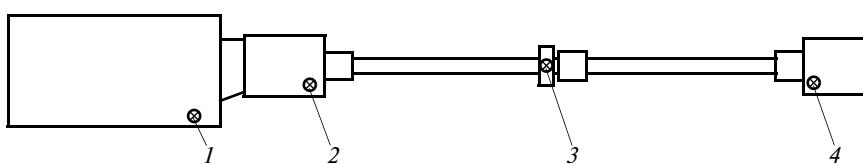


Рис. 2. Точки крепления датчиков

Продолжительность каждого измерения составляла 10 с, частота записи — 100 значений виброускорения в секунду.

Временная история по каждому измерению записывалась в файлы внешней флэш-памяти, и затем эти

данные с помощью специальной программы обрабатывались на персональном компьютере. В результате были получены среднеквадратичное значение виброускорения (энергетический параметр вибрации), пиковое его значение, изме-

ренное пиковым детектором, а также разница между максимальным и минимальным пиковыми значениями вибрации и максимальное значение виброускорения. Всё это иллюстрируют рис. 3...6.

Так, на рис. 3 представлены усредненные значения разницы (размахи) между максимальными и минимальными значениями вибраций карданной передачи на холостом режиме работы двигателя по оси  $X$ , т.е. при неподвижной карданной передаче, а на рис. 4 — то же на первой передаче. Из них видно, что двигатель заставляет эту передачу вибрировать даже в неподвижном её состоянии. Причём виброускорения, измеренные на новом автобусе, меньше, чем на автобусе с пробегом 15 тыс. км (вполне логично).

Значения же вибрационных ускорений коробки передач нового автобуса по оси  $X$  (вопреки логике) превышают их значения у автобуса с пробегом 15 тыс. км в 6,5 раз (1,31 и  $0,20 \text{ м/с}^2$  соответственно). Это, по всей видимости, результат приработки деталей коробки передач по оси  $X$ .

На рис. 5 и 6 представлены графики изменения значений виброускорения по пиковым значениям по оси  $Y$ . Как видим, при включении первой передачи уровень вибрации во всех контрольных точках возрастает. Причём максимальные значения виброускорений на двигателе составляют  $3,673 \text{ м/с}^2$ , на коробке передач —  $2,108$ , на подвесном подшипнике карданной передачи —  $1,479$  и на главной передаче —  $2,786 \text{ м/с}^2$ .

Результаты анализа данных, приведенных в табл. 1 и 2, в виде отношений значений виброускорений для автобуса с пробегом к соответствующим значениям виброускорений для автобуса без пробега говорят о следующем.

Так, из табл. 1 видно, что наиболее значительные увеличения виброускорений по оси  $X$  наблюдаются в подвесном подшипнике (в 20,77 раза) и во фланце главной передачи (в 15,53 раза), а из табл. 2 — что на первой передаче таких значительных увеличений виброускорений нет: максимальные их значения на поддоне двигателя по оси  $X$  возрастают в 6,32 раза, по оси  $Z$  — в 4,6 раза, на фланце коробки передач по оси  $Y$  — в 3,14 раза, на подвесном подшип-

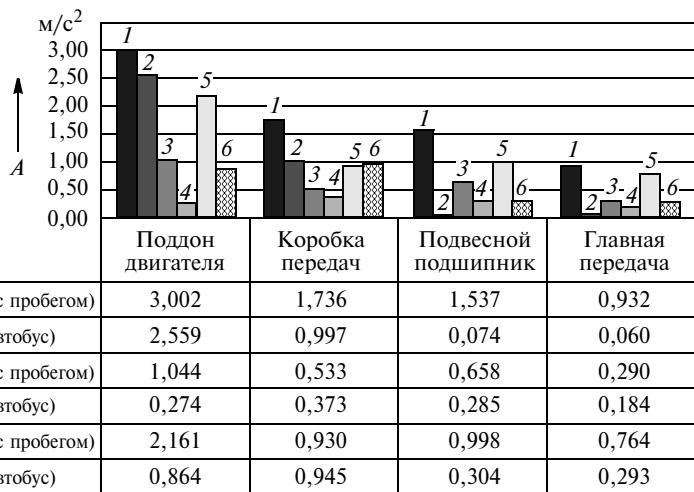


Рис. 3. Средние значения разницы (размаха) между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации на холостых оборотах двигателя

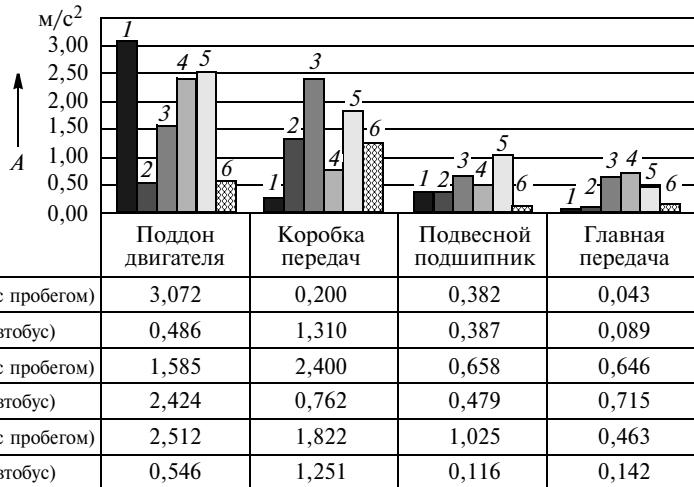


Рис. 4. Средние значения разницы (размаха) между максимальными и минимальными пиковыми значениями вибрации на первой передаче

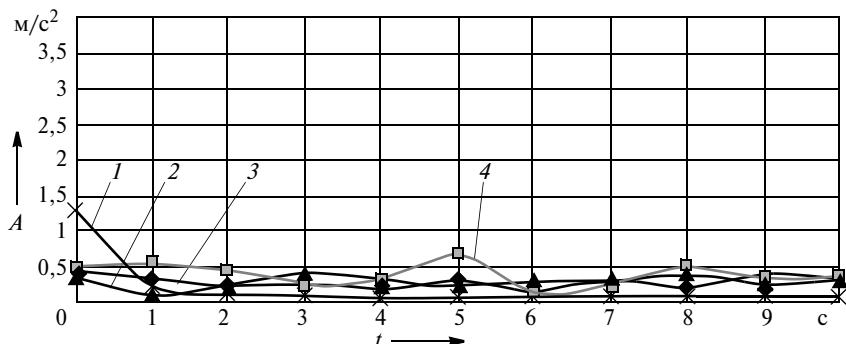


Рис. 5. Изменения пиковых значений виброускорения на холостом ходу в измеряемых точках:  
1 — поддон двигателя; 2 — подвесной подшипник; 3 — главная передача; 4 — коробка передач

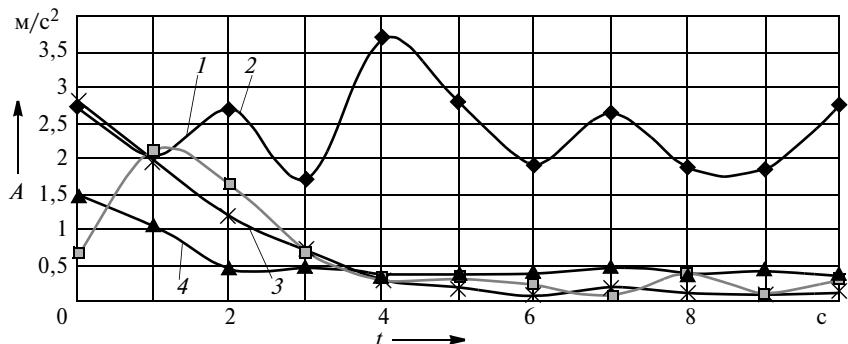


Рис. 6. Изменения пиковых значений виброускорения на первой передаче в измеряемых точках:  
1 — поддон двигателя; 2 — коробка передач; 3 — подвесной подшипник; 4 — главная передача

Таблица 1

Ось координат	Отношения виброускорений в местах их измерения на холостом ходу двигателя			
	поддон двигателя	коробка передач	подвесной подшипник	главная передача
X	1,17	1,74	20,77	15,53
Y	3,81	1,43	2,31	1,58
Z	2,50	0,98	3,28	2,60

Таблица 2

Ось координат	Отношения виброускорений на первой передаче в местах их измерения на первой передаче			
	поддон двигателя	коробка передач	подвесной подшипник	главная передача
X	6,32	0,15	0,98	0,48
Y	0,65	3,14	1,37	0,9
Z	4,6	1,46	8,84	3,26

УДК 05.22.10

## ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПНЕВМОАККУМУЛЯТОРА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Е.А. ДУБОВИК  
Донской ГТУ (863. 273-85-11)

Приводится технология расчёта динамических режимов работы аккумуляторов гидравлических систем.

**Ключевые слова:** гидропневмоаккумулятор, гидромеханическая система, динамика, моделирование, объёмная жёсткость.

Dubovik E.A.  
**DYNAMIC MODEL HYDRAULIC BATTERY  
OF THE HYDRAULIC-MECHANICAL SYSTEM**

Technology of calculation dynamic models of works accumulators of hydraulic systems is offered.

**Keywords:** hydropneumoaccumulator, hydro-mechanical system, dynamics, modeling, volumetric stiffness

Число и разнообразие гидропневмоаккумуляторов, применяемых на современных машинах, — огромны: без них не обходится ни одна мало-мальски сложная гидравлическая система. Причина тому одна: они предельно просты по конструкции и в производстве, позволяют решать множество практических задач. Это и компенсации утечек в гидросистемах, и демпфирова-

ние пульсаций гидронасосов и гидроударов, и питание гидросистем в аварийных ситуациях, работа в подвеске транспортных средств и т.д. Причём все они выполняются по одной схеме: две полости, разделённые мембраной, одна из которых соединена с гидросистемой, а вторая — с источником повышенного давления (см. рисунок). В том числе и гидроаккумуляторы, применяемые на автомобильной технике.

Казалось бы, все проблемы, связанные с ними, давно решены. Однако это далеко не так. Например, задача предварительного расчёта динамики автомобильного гидроаккумулятора на стадии проектирования АТС в каждом случае решается по-разному. Особенно это касается времени переходных процессов в рабочем цикле. В связи с этим возникает вопрос: возможен ли единый подход к решению данной задачи?

Чтобы ответить на него, автор выполнил моделирование, так сказать, рядовой гидромеханической системы, в различных точках которой изменение давления осуществляется с использованием так называемой приведённой объёмной жёсткости и исследовал эту модель, предложенную автором работы [1]. Исходная точка модели — формула № 1 (см. таблицу).

нике и фланце главной передачи по оси  $Z$  — в 8,84 и в 3,26 раза. То есть на холостом ходу исследуемые узлы карданной передачи испытывают большую, чем на первой передаче вибрационную нагрузку на автобусе с пробегом. Особенно — подвесной подшипник и фланец главной передачи. Значит, виброускорения на этих узлах могут быть приняты в качестве критериев, по которым можно судить о необходимости технического обслуживания и регулировок трансмиссии автобуса.

Рассмотренные выше показатели вибрации карданной передачи нового автобуса позволяют использовать полученные значения виброускорений для прогнозирования её эксплуатационного ресурса. Разумеется, при условии, что будет накоплена достаточная для этого база данных. Однако наилучшим решением проблемы была бы разработка соответствующих нормативов: при их наличии причины, с которыми связаны неисправности карданных передач, в том числе и рассматриваемых автобусов, можно было установить точнее. Причём с учётом конструктивных и производственных недоработок. Но даже то, о чём рассказано выше, — дело, повторяю, необходимое с практической точки зрения.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{dp}{dt} = C_{\text{пп}}(\Sigma Q_{\text{вх}} + \Sigma Q_{\text{вых}})$	$p$ — давление рабочей жидкости на рассматриваемом участке гидросистемы; $Q_{\text{вх}}$ и $Q_{\text{вых}}$ — расходы рабочей жидкости на входе в систему и выходе из неё; $C_{\text{пп}}$ — приведённая объёмная жёсткость рассматриваемого участка; $t$ — время процесса
2	$pV^k = \text{const}$	$p$ — давление адиабаты газа; $V$ — её удельный объём; $k$ — её показатель
3	$dV^k + kpV^{k-1}dV = 0$	—
4	$dp = -\frac{kp}{V} dV$	—
5	$V = V_{\text{r}}/m$	$V_{\text{r}}$ — объём газа; $m$ — его масса
6	$dp = -\frac{kp}{V_{\text{r}}} dV_{\text{r}} = C_{\text{r}}(dV)^2$	$C_{\text{r}}$ — жёсткость газа
7	$C_{\text{ж}} = E_{\text{ж}}/V_{\text{ж}}$	$E_{\text{ж}}$ — модуль упругости рабочей жидкости; $V_{\text{ж}}$ — занимаемый ею объём гидропневмоаккумулятора
8	$C_{\text{пп}} = \frac{\prod_{i=1}^n C_i}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i} \left( \prod_{j=1}^i C_j \right)}$	$C_{\text{пп}}$ — приведённая объёмная жёсткость системы из $n$ гидравлических элементов; $C_i$ — приведённая объёмная жёсткость $i$ -го элемента
9	$C_{\text{гж}} = \frac{C_{\text{r}} C_{\text{ж}}}{C_{\text{r}} + C_{\text{ж}}}$	$C_{\text{гж}}$ — жёсткость гидропневмосистемы; $C_{\text{ж}}$ — жёсткость жидкости
10	$C_{\text{гж}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_{\text{ж}} + \frac{E_{\text{ж}}}{kp_{\text{ак}}} V_{\text{r}}}$	$p_{\text{ак}}$ — давление в гидроаккумуляторе
11	$V_0 = V_{\text{ж}} + V_{\text{r}}$	—
12	$p_0 V_0^k = p_{\text{ак}} V_{\text{r}}^k$	—
13	$V_{\text{r}} = V_0 \left( \frac{p_0}{p_{\text{ак}}} \right)^{1/k}$	—
14	$C_{\text{гж}} = \frac{E_{\text{ж}}}{V_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p_{\text{ак}}} \right)^{1/k} + \frac{E_{\text{ж}}}{kp_{\text{ак}}} \left( \frac{p_0}{p_{\text{ак}}} \right)^{1/k} \right]}$	—
15	$F = f_{\text{ак}} p_{\text{ак}}$	$f_{\text{ак}}$ — площадь поперечного сечения рабочей полости гидропневмоаккумулятора
16	$F = (L - L_0) \frac{E_{\text{ст}} f_{\text{ст}}}{L_0}$	$L$ и $L_0$ — текущее и начальное значения длины рабочей полости гидропневмоаккумулятора; $E_{\text{ст}}$ — модуль упругости материала его стенки; $f_{\text{ст}}$ — площадь поперечного сечения этой стенки
17	$p_{\text{ак}} = \frac{(L - L_0) E_{\text{ст}} f_{\text{ст}}}{L_0 f_{\text{ак}}}$	—
18	$dp_{\text{ак}} = \frac{dV E_{\text{ст}} f_{\text{ст}}}{V_0 f_{\text{ак}}}$	—
19	$C_L = \frac{E_{\text{ст}} f_{\text{ст}}}{V_0 f_{\text{ак}}}$	—
20	$C_{\text{ст}_{\text{ак}}} = \frac{4 E_{\text{ст}}}{\pi d^3 L_0 \delta}$	$d$ — внутренний диаметр стенки корпуса гидропневмоаккумулятора; $\delta$ — её толщина
21	$C_{\text{корп}} = \frac{C_L C_{\text{ст}_{\text{ак}}}}{C_L + C_{\text{ст}_{\text{ак}}}}$	—
22	$C_{\text{корп}} = \frac{E_{\text{ст}}}{V_0 \left( \frac{2}{d-1} + \frac{1}{d^2-1} \right)}$	$\bar{d} = \frac{d_{\text{нап}}}{d}$ — наружный диаметр стенки корпуса гидропневмоаккумулятора; $d_{\text{нап}}$ — наружный диаметр корпуса
23	$C_{\text{ак}} = \frac{C_{\text{гж}} C_{\text{корп}}}{C_{\text{гж}} + C_{\text{корп}}}$	—
24	$dp_{\text{ак}} = C_{\text{ак}} Q_{\text{ак}} dt$	$Q_{\text{ак}}$ — расход рабочей жидкости, входящей в рабочую полость гидропневмоаккумулятора
25	$Q_{\text{ак}} = \mu_{\text{шт}} f_{\text{шт}} \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{ж}}} (p_{\text{шт}} - p_{\text{ак}})}$	$\mu_{\text{шт}}$ — коэффициент расхода через подводящий штуцер гидроаккумулятора; $f_{\text{шт}}$ — площадь живого сечения штуцера; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность рабочей жидкости; $p_{\text{шт}}$ — давление рабочей жидкости на входе в штуцер

В той же работе предложены и формулы для определения приведённых объёмных жёсткостей различных элементов гидросистемы. Однако автор статьи решил не ограничиваться рассмотрением лишь тех элементов, объём которых целиком заполнен рабочей жидкостью. И вот почему.

Рабочее тело, заполняющее рассматриваемый объём, неоднородно. И это, безусловно, не может не сказаться на работе гидроаккумулятора. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим работу гидропневмоаккумулятора (см. рисунок) и определим его объёмную жёсткость.

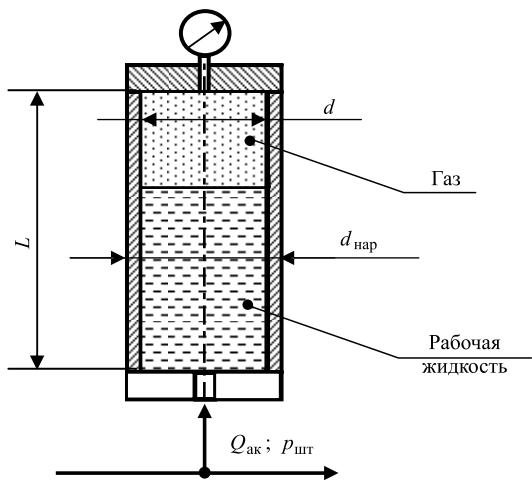
Допустим, что процесс изменения состояния газа, заполняющего соответствующую часть рабочего объёма гидропневмоаккумулятора, адиабатический и подчиняется известному закону, записанному в виде формулы № 2. Продифференцировав это уравнение, получаем формулу № 3. Тогда значение  $dp$  даёт формула № 4. И если, далее, иметь в виду, что удельный объём  $V_g$  газа представляет собой объём единицы его массы  $m$ , то получаем формулу № 5. Если, кроме того, принять, что масса  $m$  газа в данной части рабочей полости гидропневмоаккумулятора постоянна, то формула № 5 приобретает вид формулы № 6 (знак минус в ней указывает на то, что положительному приращению объёма газа, заполняющего рассматриваемую часть рабочей полости гидропневмоаккумулятора, соответствует отрицательное приращение его давления).

При функционировании гидропневмоаккумулятора в одной его рабочей полости находится сжатый газ, а во второй — рабочая жидкость, объёмная жёсткость  $C_{ж}$  которой определяется по формуле № 7. Следовательно, приведённую объёмную жёсткость  $C_{пр}$  рабочей полости гидропневмоаккумулятора, считая корпус абсолютно жёстким, даёт, согласно той же работе [1], формула № 8. Или, в нашем конкретном случае, — формула № 9, которая с учётом формул № 6 и 7 принимает вид формулы № 10.

Далее. Полный объём  $V_0$  рабочей полости пневмо-гидроаккумулятора (без учёта мембранны или поршня разделителя), очевидно, соответствует формуле № 11, а объём  $V_0$  жидкости, находящейся в рабочей полости гидропневмоаккумулятора, можно найти по той же формуле № 12. Из этой формулы следует формула № 13.

Учитывая всё это, можно записать формулу № 14. Она позволяет определить приведённую объёмную жёсткость  $C_{пр}$  гидропневмоаккумулятора при условии, что его корпус представляет собой абсолютно жёсткую конструкцию. Но этого на практике быть не может. Однако ею, в силу её малости, обычно пренебрегают. Правильно ли это? Думается, нет. И вот почему. Возьмём, к примеру, наиболее распространенный в настоящее время гидропневмоаккумулятор поршневого типа, схема которого показана на рисунке. Под действием давления внутри рабочей полости корпус гидропневмоаккумулятора хотя и незначительно, но растягивается по образующей и "раздувается" в радиальном направлении. При этом значение силы  $F$ , растягивающей корпус вдоль образующей, даёт формула № 15, а его удлинение  $L$  можно рассчитать по формуле № 16.

С учётом формул № 15 и 16 можно записать уравнение для определения давления  $p_{гж}$  в рабочей полости гидропневмоаккумулятора (формула № 17).



Расчётная схема гидропневмоаккумулятора

Таким образом, объёмная жёсткость корпуса гидропневмоаккумулятора, вызываемая изменением его длины, определяется коэффициентом  $C_L$  (формула № 19), а его объёмная жёсткость, вызываемая изменением его радиуса, может быть рассчитана по формуле объёмной жёсткости  $C_{ст}$  цилиндрической стенки, предложенной в работе [1] (формула № 20). Или, после преобразования, — по формуле № 21.

Таким образом, приведённую объёмную жёсткость  $C_{корп}$  корпуса поршневого гидропневмоаккумулятора, рассчитанную по формуле № 9, легко подсчитать и по формуле № 21, которая после преобразования с учётом формул № 19 и 20 примет вид формулы № 22.

Полную же приведённую объёмную жёсткость  $C_{ак}$  поршневого гидропневмоаккумулятора даёт формула № 23.

Теперь о расчёте динамики гидропневмоаккумулятора.

Зная его приведённую объёмную жёсткость, можно определить изменение  $\Delta p_{ак}$  давления в его рабочей полости (формула № 24). Причём значение расхода  $Q_{ак}$  рабочей жидкости, входящего в эту формулу, подсчитывается по формуле № 26.

Таким образом, очевидно, что дифференциальное уравнение (формула № 24), описывающее изменение рабочего давления в гидропневмоаккумуляторе, — нелинейное, так как, согласно ему, приращение давления в рабочей полости является функцией расхода через входной штуцер гидропневмоаккумулятора и его приведённой объёмной жёсткости (формулы № 14 и 25), которые, в свою очередь, зависят от давления в рабочей полости гидропневмоаккумулятора и носит нелинейный характер. В связи с чем уравнение № 24 целесообразно интегрировать, используя численные методы, что даёт возможность без существенных погрешностей отслеживать изменение этого давления и расход рабочей жидкости на входе гидропневмоаккумулятора в реальном масштабе времени.

#### Литература

1. Рыбак А.Т. Моделирование и расчет гидромеханических систем на стадии проектирования: Монография. — Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2006. — 167 с.

# О ВИЛЯНИИ ОДНООСНЫХ ПРИЦЕПОВ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Р.Е. ЖЕЛЕЗНОВ, д-р техн. наук Е.И. ЖЕЛЕЗНОВ

Волгоградский ГТУ (8442. 23-21-31)

Приведены результаты исследования причин виляния одноосных прицепов при торможении.

**Ключевые слова:** малотоннажный автопоезд, тягач, прицеп, сцепное устройство.

Zheleznov R.E., Zheleznov E.I.

ABOUT WAGGING OF THE SINGLE-AXLE TRAILERS UNDER BRAKING

This article presents some results of computational research reason of wagging of the single-axle trailers under braking.

**Keywords:** low-tonnage road train, tractor, trailer, coupling device.

Как известно, при достижении автопоездом определенной скорости  $v_r$ , называемой граничной, или критичной, возникают поперечные колебания его прицепа в горизонтальной плоскости (виляние). В итоге увеличивается ширина полосы движения автопоезда, что создает угрозу безопасности движения. Причем такое виляние наблюдается и при равномерном, и при неравномерном движении автопоезда. Первый его вариант достаточно полно рассмотрен в работах [1, 2]. А вот работ, посвященных решению тех же вопросов для случая торможения малотоннажного автопоезда, насколько известно, не публиковалось.

Чтобы восполнить этот пробел, авторы статьи провели расчетные исследования на разработанной ими

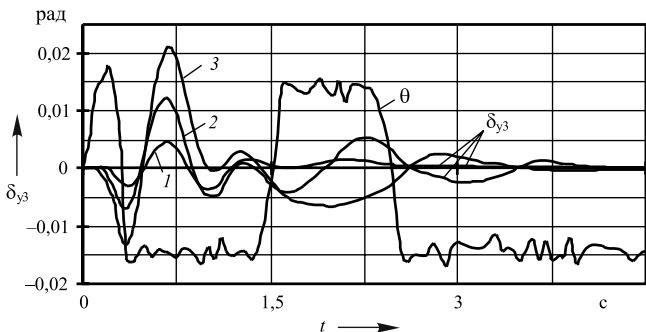


Рис. 1. Изменение угла увода оси пассивного прицепа и угла самоповорота управляемых колес тягача при торможении:

1 —  $\kappa_{hi,2} = 0,9; \delta_p = 0$ ; 2 —  $\kappa_{hi,2} = 0,9; \delta_p = 0,008$  рад; 3 —  $\kappa_{hi} = 0,7; \kappa_{h2} = 0,9; \delta_p = 0,008$  рад

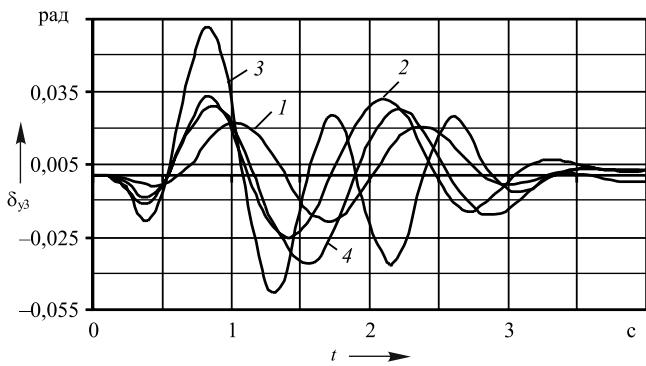


Рис. 2. Изменение угла увода оси активного прицепа при торможении:

1 —  $\kappa_{hi-3} = 0,9; \delta_p = 0$ ; 2 —  $\kappa_{hi-3} = 0,9; \delta_p = 0,008$  рад; 3 —  $\kappa_{hi} = 0,7; \kappa_{h2,3} = 0,9; \delta_p = 0,008$  рад; 4 —  $\kappa_{hi} = 0,7; \kappa_{h2} = 0,9; \kappa_{h3} = -0,9; \delta_p = 0,008$  рад

математической модели такого автопоезда, адекватность которой проверена результатами дорожных испытаний. При этом в качестве объекта исследования был принят автопоезд в составе легкового автомобиля и одноосного прицепа. В ходе исследований расчеты проводились для двух вариантов прицепа: первый не имел рабочей тормозной системы (пассивный), а второй (активный) был оборудован инерционной тормозной системой. Они показали, что при торможении рассматриваемого автопоезда поперечные колебания прицепа могут возникнуть под действием боковой составляющей  $P_y$  усилия наката, появление которой обусловлено искривлением траектории движения тягача из-за неравенства тормозных сил  $P_{ti}$  на колесах одноименных осей и самоповорота управляемых колес на угол  $\theta$  за счет выбора зазоров в рулевом управлении и упругой деформации его деталей. И эта неравномерность при расчетах, как обычно, задавалась с помощью коэффициентов  $\kappa_{hi}$  неравномерности, а значения этих коэффициентов подсчитывались по формуле:  $\kappa_{hi} = P_{tmin}/P_{tmax}$ , где  $P_{tmin}$  — тормозная сила на колесе с меньшей эффективностью торможения;  $P_{tmax}$  — то же на колесе с большей эффективностью торможения.

Податливость же рулевого управления моделировалась изменением приведенного к управляемым колесам свободного хода (люфта)  $\delta_p$  рулевого колеса. При этом было принято, что управляемые колеса поворачиваются на одинаковые углы.

Расчеты показали, что с ростом коэффициентов  $\kappa_{hi}$  неравномерности и люфта  $\delta_p$  рулевого колеса величина  $P_y$  для обоих вариантов прицепа растет. В результате прицеп начинает двигаться с уводом в направлении действия силы  $P_y$ . Причем начальная величина угла  $\delta_{y3}$  увода оси прицепа (рис. 1) изменяется пропорционально  $P_y$ . Но в дальнейший характер изменения кривой  $\delta_{y3} = f(t)$  зависит от наличия или отсутствия тормозной системы на прицепе и величины коэффициентов  $\kappa_{hi}$  неравномерности. Так, если прицеп не оборудован тормозами, то увеличение неравномерности на управляемых колесах тягача снижает амплитуды колебаний, и они очень быстро затухают, что связано с появлением обратной фазы самоповорота колес (см. рис. 1, кривая  $\theta$ ) вследствие блокирования колеса с более эффективными тормозами. В результате движение звеньев автопоезда стабилизируется.

Если же прицеп оборудован тормозной системой (рис. 2), то дополнительным источником возбуждения колебаний становится поворачивающий момент  $M_3$ , обусловленный неравенством тормозных сил на его колесах. Причем бортовая неравномерность, при которой поворачивающие моменты  $M_{1,2}$  и  $M_3$ , действующие на осях тягача и прицепа, имеют одинаковое направление, усиливает колебания в большей степени, чем осевая, при которой моменты  $M_{1,2}$  и  $M_3$  оказывают разнонаправленное действие.

При торможении величина коэффициентов  $k_{y3}$  сопротивления уводу зависит от сил, действующих на колеса прицепа. Функционально эта зависимость описывается известным соотношением [3]:

$$k_y = k_{y0} q_x q_z q_\phi,$$

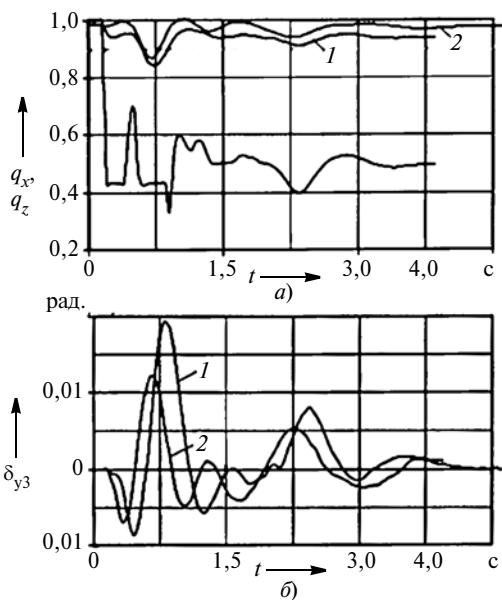


Рис. 3. Изменение коэффициентов коррекции (а) и угла увода (б) в зависимости от наличия тормозной системы на прицепе при  $m_n = 500 \text{ кг}$ ;  $\kappa_{n1,2} = 0,9$  и  $\delta_p = 0,008 \text{ рад}$ :

1 — прицеп с инерционной тормозной системой; 2 — прицеп без тормозов

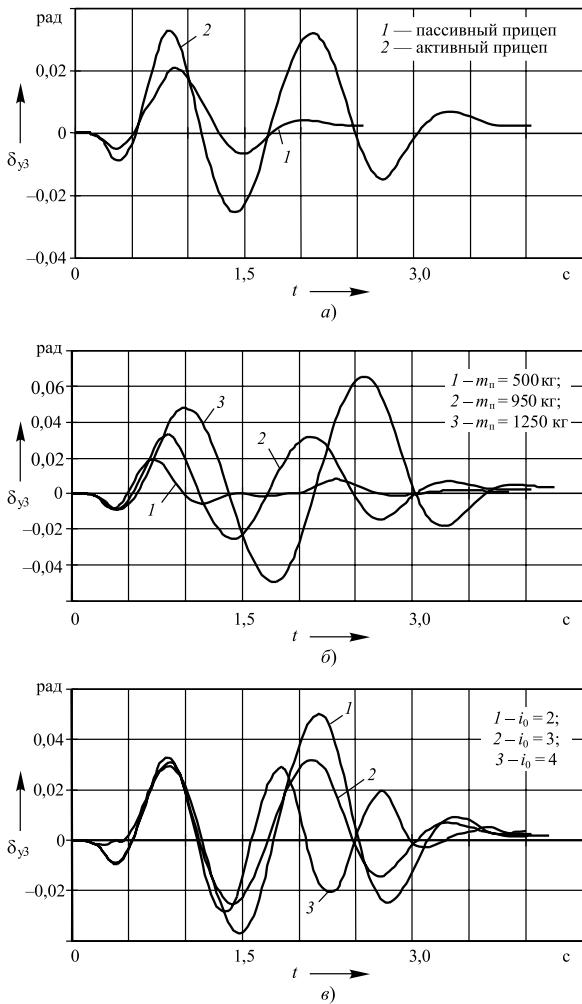


Рис. 4. Влияние скорости, массы прицепа и силового передаточного числа инерционной тормозной системы на устойчивость прицепа против виляний при торможении при  $\kappa_{n1-3} = 0,9$ ;  $\delta_p = 0,008 \text{ рад}$

где  $k_{y03}$  — экстремальное значение коэффициента  $k_{y0}$  сопротивления боковому уводу зависимости  $k_{y0} = f(R_z)$ ;  $k_{y0}$  — коэффициент сопротивления боковому уводу при  $\delta_y = 0$ ;  $q_x$ ,  $q_z$ ,  $q_\phi$  — частные коэффициенты коррекции, учитывающие влияние касательной ( $R_x$ ), нормальной ( $R_z$ ) реакций и нелинейности зависимости  $R_y = f(\delta_y)$ .

С ростом тормозных сил и уменьшением нормальных нагрузок величина коэффициентов коррекции, в особенности  $q_x$ , заметно снижается (рис. 3, а), вследствие чего уменьшается величина коэффициента  $k_{y3}$ . Поэтому если на колесах прицепа действуют тормозные силы, то при тех же значениях его массы  $m_n$  и эксплуатационных факторов ( $\kappa_{n1}$ ,  $\delta_p$ ,  $v_0$ ) размах виляний растет, а устойчивость снижается (рис. 3, б). С увеличением неравномерности и люфта управляемых колес амплитуда колебаний активного прицепа также растет (см. рис. 2). Но изменение начальных значений коэффициента  $k_{y3}$  сопротивления уводу в пределах, определяемых характеристиками шины, заметного влияния на виляния прицепа не оказывает.

Снижение скорости автопоезда (рис. 4, а) уменьшает "амплитуду" и увеличивает демпфирование колебаний обоих вариантов прицепа. Однако размах ви-

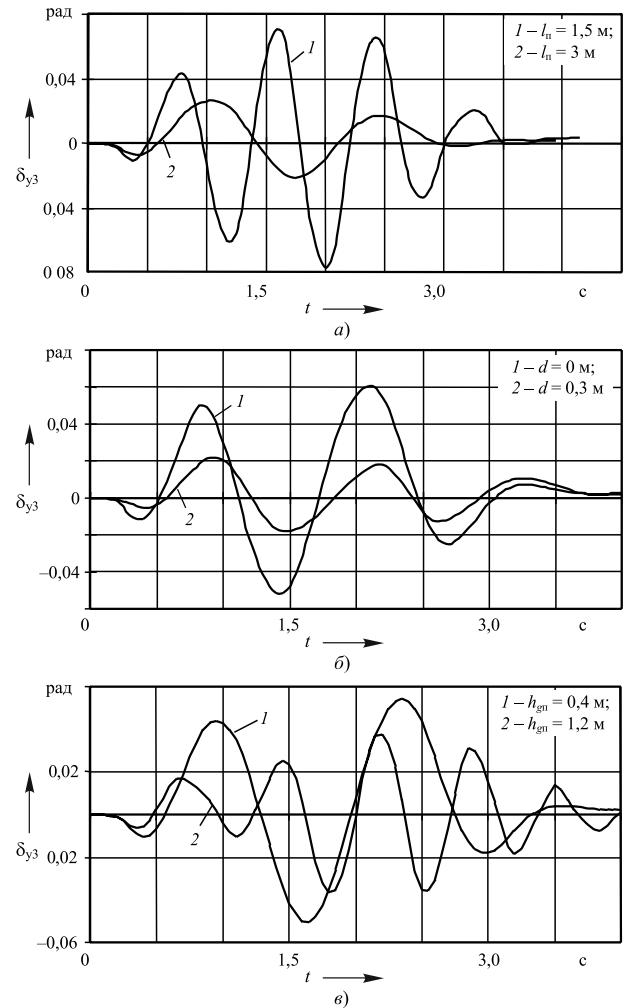


Рис. 5. Влияние геометрических параметров прицепа на его устойчивость против виляний при торможении при  $m_n = 975 \text{ кг}$ ;  $\kappa_{n1-3} = 0,9$ ;  $\delta_p = 0,008 \text{ рад}$

ляний активного прицепа при любой скорости больше, чем пассивного. Увеличение массы  $m_p$  прицепа (см. рис. 4, б) усиливает его виляния, что связано с уменьшением величины коэффициентов  $q_z$ ,  $q_x$  коррекции вследствие нелинейного характера зависимости  $q_z = f(R_z)$  и увеличения тормозных сил на колесах прицепа, оборудованного инерционной тормозной системой. Особенно ощутимо усиление виляний при перегрузке прицепа, когда  $R_{z3} \gg R_{z2}$ .

Эффективность действия инерционной тормозной системы принято характеризовать силовым передаточным числом  $i_0 = P_{t3}/P_x$ , где  $P_{t3}$  — суммарная тормозная сила на оси прицепа;  $P_x$  — продольная составляющая усилия наката. Чем больше  $i_0$ , тем выше эффективность действия тормозной системы прицепа. И расчеты показали, что с увеличением  $i_0$  (рис. 4, в) устойчивость прицепа против виляний повышается. Причем в этом случае положительный эффект достигается за счет уменьшения величины усилия наката. Поэтому наибольшее различие амплитуд  $\delta_{yz}$  приходится на момент, когда тормозные силы на колесах прицепа достигают максимальных значений.

С увеличением базы  $l_p$  (рис. 5, а) и координаты  $d$  центра масс прицепа (рис. 5, б) размах его виляний уменьшается и растет их демпфирование, т.е. поперечная устойчивость автопоезда повышается. Что же касается влияния этих параметров на курсовую устойчивость автопоезда, то оно различно: увеличение базы  $l_p$  способствует повышению устойчивости, тогда как с увеличением  $d$  устойчивость автопоезда снижается.

УДК 621.313.1.629.113.6

## ИНТЕГРИРОВАННЫЙ СТАРТЕР-ГЕНЕРАТОР ДЛЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. техн. наук А.Я. АЛИЕВ, С.А. АЛИЕВ, Р.М. ИЗБЕРОВ  
Дагестанский ГАУ имени М.М. Джамбулатова (8722. 69-35-25)

Рассмотрена концепция объединения в одном силовом агрегате автомобиля функций стартера и генератора.

**Ключевые слова:** стартер-генератор, инвертор, энергоемкий конденсатор, контроллер.

Aliev A.Ya., Aliev S.A., Izberov R.M.  
INTEGRATED STARTER-GENERATOR FOR ENERGY-EFFICIENT VEHICLES

The concept of combining the functions of a starter and a generator in one power car unit is considered.

**Keywords:** the starter-generator, inverter, energy-intensive condenser, controller.

Идея объединить электростартер с электрогенератором возникла давно и в начале 1950-х годов была реализована на реактивных самолётах — на них широко применялись стартер-генераторы выполнявшие две функции: запуск ТРД и обеспечение электроэнергией бортовых потребителей. Однако автомобилестроители ею долго пренебрегали, потому что мощность, потребляемая стартером, достаточно большая, а мощность бортовых потребителей, наоборот, долгое время была незначительной. При таком их соотношении стартер-генератор получался чрезвычайно большим и, следо-

влияние изменения высоты  $h_{gp}$  центра масс прицепа на его виляния зависит от наличия на нем тормозной системы (рис. 5, в). Если прицеп оборудован тормозной системой, то с повышением  $h_{gp}$  "амплитуда" колебаний прицепа растет, а если не оборудован, то — уменьшается. Но и в том и в другом случае курсовая устойчивость автопоезда снижается. Причем для автопоезда с пассивным прицепом наиболее значительный рост курсовых отклонений наблюдается в диапазоне изменения  $h_{gp}$  от 0,41 до 0,8 м.

В заключение отметим, что основными источниками неустойчивости малотоннажного автопоезда при торможении являются все-таки неравномерность действия тормозных механизмов и люфт управляемых колес. Поэтому именно их минимизация позволяет повысить поперечную устойчивость прицепа против виляний и курсовую устойчивость автопоезда в целом. Однако положительную роль играют и другие мероприятия, например, оптимизация параметров инерционной тормозной системы и конструктивных параметров прицепа. Они тоже, хотя и в меньшей степени, способствуют снижению негативных последствий неконтролируемого (случайного) роста влияния основных возмущающих факторов.

### Литература

1. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. — М.: Транспорт, 1967. — 252 с.
2. Фаробин Я.Е., Овчаров В.А., Кравцева В.А. Теория движения специализированного состава: Учебное пособие. — Воронеж: Изд-во ВГУ, 1981. — 160 с.
3. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. — М.: Машиностроение, 1978. — 216 с.

вательно, неоправданно дорогим. Сейчас же положение резко изменилось: бортовых автомобильных потребителей стало много (усилители руля, кондиционеры и т.п.) и потребляемая ими мощность значительно выросла. И разработчики считают совмещение функций стартера и генератора в одном устройстве вполне целесообразным [1]. Именно поэтому многие автомобилестроительные фирмы тоже оценивают эту тенденцию. Например, ОАО "Авиагрегат" (г. Махачкала) и НПП "Эметрон" (г. Новочеркасск) уже создали первые компоновочные варианты стартер-генераторных установок (СГУ), которыми заинтересовался ОАО "АвтоВАЗ".

Функциональная схема такой СГУ, которая в режиме стартера работает от аккумуляторной батареи напряжением 12 В, а в режиме генератора выдаёт 42 В, приведена на рис. 1. В её состав входят обратимый трехфазный индукторный электродвигатель (ИД); блок управления (БУ); силовой преобразователь тока (СПТ). Причём СПТ и ИД включены в общую схему жидкостного охлаждения автомобиля.

Назначение этих элементов очевидно: электродвигатель выполняет функции стартер-генератора, силовой преобразователь напряжения обеспечивает его работу в режимах стартера и генератора и поддерживает напряжение бортовой сети на двух уровнях: 12 и 42 В.

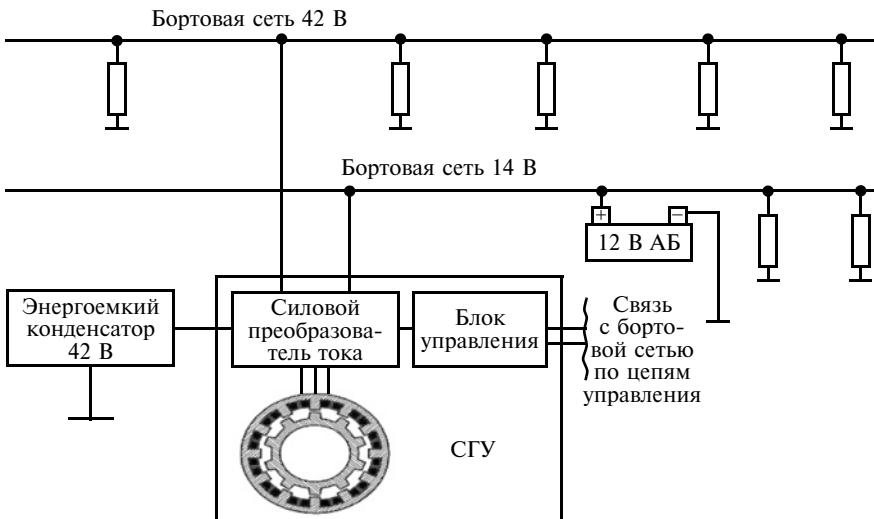


Рис. 1. Функциональная схема стартер-генераторной установки

Энергоёмкий конденсатор и блок управления поддерживают нормальную работу всей электрической сети автомобиля.

В связи с тем, что мощность на обоих режимах весьма значительна, статор электродвигателя имеет систему охлаждения, которая подключена к штатной системе охлаждения ДВС. Ротор электродвигателя закрепляется непосредственно на фланце коленчатого вала и выполняет не только функцию его раскрутки при пуске ДВС, но и его маховика. Принятая компоновка позволяет передавать значительную мощность в обоих направлениях и реализовать функцию гашения крутильных колебаний коленчатого вала (электрический маховик) при низких скоростях вращения, что существенно снижает шум и вибрации ДВС.

Место, выбранное для размещения стартер-генератора на ДВС, по условиям работы, конечно, не самое лучшее: высокая температура, не исключена возможность попадания масла в вентиляционные отверстия, запылённость, в том числе и абразивными продуктами

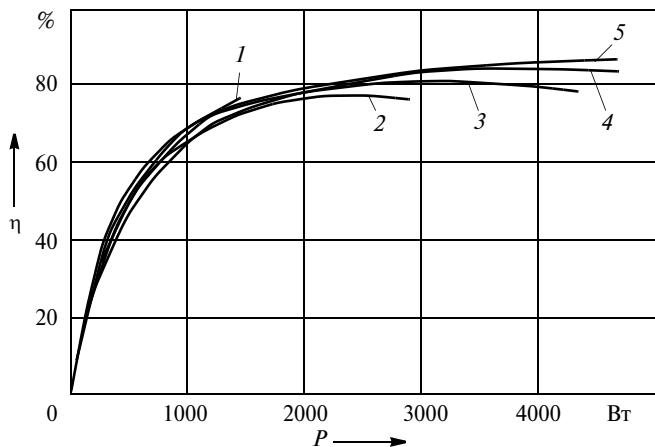


Рис. 2. Зависимость КПД стартер-генераторной установки от развиваемой мощности и частоты вращения ротора стартер-генератора:

1 —  $\omega = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ; 2 —  $\omega = 1600 \text{ мин}^{-1}$ ; 3 —  $\omega = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ; 4 —  $\omega = 2500 \text{ мин}^{-1}$ ; 5 —  $\omega = 3000 \text{ мин}^{-1}$

износа дисков сцепления. Поэтому разработчики СГУ отказались от применения электрической машины с коллектором, для этой цели больше подходят вентильные машины с высококоэрцитивными постоянными магнитами, но у них высокая стоимость. Асинхронные машины дешевле и проще. Однако, чтобы встроить их в СГУ, придётся решить вопросы охлаждения ротора, что в условиях малого закрытого пространства — весьма проблематично.

Поэтому в качестве электрической машины, по мнению авторов, следует применять реактивный индукторный двигатель — обратимую бесконтактную электрическую машину синхронного типа. Она имеет ряд несомненных достоинств.

В том числе и такие, как шихтованный зубчатый ротор без обмотки, потери в котором, как известно, минимальны; многофазная обмотка статора, выполненная в виде отдельных концентрических катушек без пересечения лобовых частей, что упрощает конструкцию, технологию производства и увеличивает надёжность эксплуатации.

Макетный образец рассматриваемого стартер-генератора был спроектирован и изготовлен в соответствии с требованиями ВАЗ. При этом был минимизирован объем активной части, обеспечен крутящий момент в режиме стартера не менее 120 Н · м и электрическая мощность генератора не ниже 4,0 кВт при частоте вращения 1000...6000 мин<sup>-1</sup>.

Результаты предварительных испытаний этой машины показали, что при температуре 293 К (20 °C) СГУ за 0,5 с уверенно раскручивает ДВС до 800 мин<sup>-1</sup>. При этом потребляемая ею мощность в режиме трогания и крутящем моменте, равном 100 Н · м, составляет 1,3 кВт, а при продолжительном прокручивании коленчатого вала вазовских ДВС — 1,9 кВт. В генераторном режиме СГУ с достаточно высоким КПД (рис. 2) развивает электрическую мощность до 4,5 кВт. То есть рассмотренный выше вариант СГУ может быть агрегатом, который успешно заменяет стартер и генератор, установленные на автомобилях ВАЗ. Более того, выполненные авторами эксперименты показали: СГУ, оснащенные более мощными электродвигателями, найдут применение и на других автомобилях, в том числе и на автомобилях КамАЗ.

#### Литература

1. Лопухина Е.М., Семенчуков Г.А., Захаренко А.Б. Новый вентильный стартер-генератор для электроприводного транспортного средства // Электричество. 2003. № 4. С. 31...36.
2. Опыт создания реактивных индукторных двигателей для транспорта / Коломейцев Л.Ф., Пахомин С.А., Крайнов Д.В. и др. / Состояние разработок и перспективы применения вентильно-индукторных приводов в промышленности и на транспорте: Тез. докл. научно-техн. конф., г. Москва, 14—15 июня 2001 г. — М., 2001. — С. 76...81.

# НОВОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ, ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ФРОНТАЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ И ВЫСОТЫ ЦЕНТРА ПАРУСНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук Г.И. МАМИТИ  
Горский ГАУ (8672.53-28-84)

Приведены новое уравнение движения автомобиля и формулы для определения мощности двигателя, необходимой для достижения им заданной скорости. Впервые получены также формулы для определения площади фронтального (поперечного) сечения и высоты центра парусности автомобиля. Приведен пример расчета и оценка результатов.

**Ключевые слова:** новое уравнение движения; тяговый расчет; мощность двигателя; площадь фронтального (поперечного) сечения автомобиля; высота центра парусности автомобиля.

Mamiti G.I.  
NEW EQUATIONS OF MOTION, TRACTION CALCULATION,  
DETERMINING THE AREA OF FRONTAL SECTION AND THE HEIGHT  
OF THE CENTER OF SAIL CAR

Given the new equation of motion of the car and formula to determine the engine power required to achieve them set speed. For the first time the formulas for determining the area of the front (lateral) section and height of the center of the sail car. An example of calculation and evaluation.

**Keywords:** new equation of motion; traction calculation; engine power; frontal area (cross) section of the car; the height of the center of the sail car.

Непременным условием правильности составления уравнения движения автомобиля является приведение всех сил и моментов, действующих на автомобиль, к контакту ведущих колес с опорной поверхностью, где они и реализуются [1].

Рассмотрим силы, действующие на заднеприводной автомобиль при разгоне на подъеме (рис. 1) [2], для которого получено новое уравнение движения [1, 3, 4]:

$$P - mj \left( \frac{h-r}{r} + \frac{J_m \eta i^2 + J_k}{mr^2} \right) - G \left( f_V \cos \alpha + \frac{h-r \sin \alpha}{r} \right) - P_w \frac{h_w - r}{r} - P_x \frac{h_x - r}{r} = 0, \quad (1)$$

где  $P$  — сила тяги при равномерном движении,  $P = M_e j \eta / r$ ;  $r$  — радиус качения колеса машины;  $m$  — масса автомобиля;  $j$  — ускорение автомобиля;  $h$  — высота центра масс автомобиля;  $J_m$  — момент инерции маховика двигателя и связанных с ним деталей;  $J_k$  — момент инерции всех колес машины;  $\eta$  — коэффициент полезного действия трансмиссии;  $i$  — передаточное число трансмиссии;  $G$  — вес автомобиля,  $G = mg$ ;  $g$  — ускорение свободного падения,  $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$ ;  $P_w$  — сила сопротивления воздуха,  $P_w = kFV^2$ , где  $k$  — коэффициент обтекаемости  $k = c_w \rho / 2$ ,  $c_w$  — коэффициент лобового (аэродинамического) сопротивления,  $\rho$  — плотность воздуха,  $F$  — лобовая (фронтальная) площадь автомобиля,  $V$  — скорость движения автомобиля;  $h_w$  — высота центра парусности;  $f_V$  — коэффициент сопротивления качению при скорости  $V$ .

На рис. 1 показаны угол подъема  $\alpha$ , который можно выразить и как отношение превышения к заложению  $H_\alpha / B_\alpha = \operatorname{tg} \alpha = i_\alpha$ , составляющие силы  $G$  тяжести  $G \cos \alpha$  и  $G \sin \alpha$ , обозначенная как  $P_\alpha$  — сила сопротивления

подъему и сила  $P_x$  сопротивления прицепа, приложенная на высоте  $h_x$ , которые использованы при выводе уравнения движения (1).

Если в формуле (1) выражения в скобках обозначить через  $\delta$  и  $\psi$ , считая их соответственно коэффици-

ентом учета вращающихся масс  $\delta = \frac{h-r}{r} + \frac{J_m \eta i^2 + J_k}{mr^2}$ ,

и коэффициентом сопротивления дороги  $\psi = f_V \cos \alpha + \frac{h-r \sin \alpha}{r}$ , то уравнение движения автомобиля (1) окончательно запишется как

$$P - mj\delta - \psi G - P_w \frac{h_w - r}{r} - P_x \frac{h_x - r}{r} = 0. \quad (2)$$

Полученное уравнение движения автомобиля (1) или (2) принципиально отличается от приводимого во всех отечественных и зарубежных учебниках и справочниках [2, 5—10] тем, что в нем впервые учтено воздействие сил  $P_w$ ,  $P_j$ ,  $P_\alpha$  и  $P_x$  на ведущие колеса машины через образуемые ими моменты относительно оси вращения ведущих колес (рис. 2), тогда как обычно при составлении уравнения движения эти силы ошибочно проектировались на плоскость дороги, что противоречит законам механики.

Заметим, что новое уравнение получено на основе гипотезы, по которой радиус качения колеса  $r$  мень-

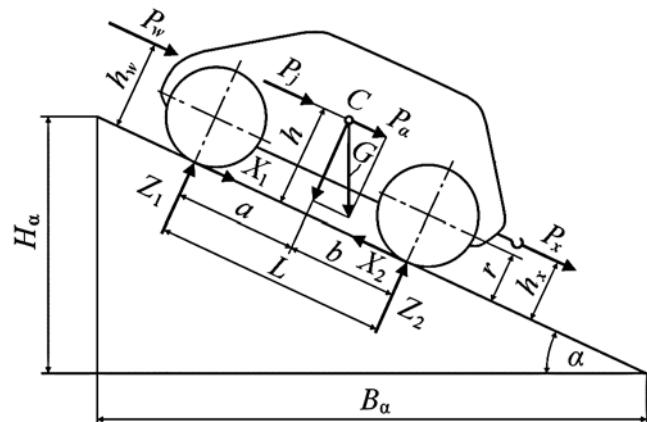


Рис. 1. Силы, действующие на заднеприводной двухосный автомобиль при разгоне на подъеме

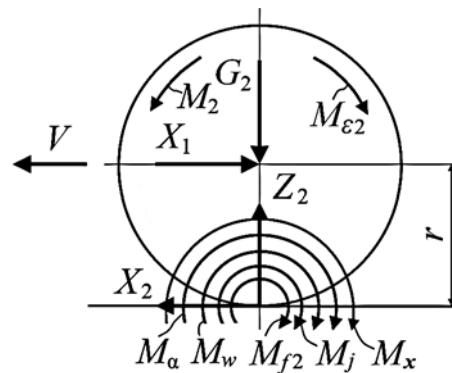


Рис. 2. Расчетная силовая схема колесной машины

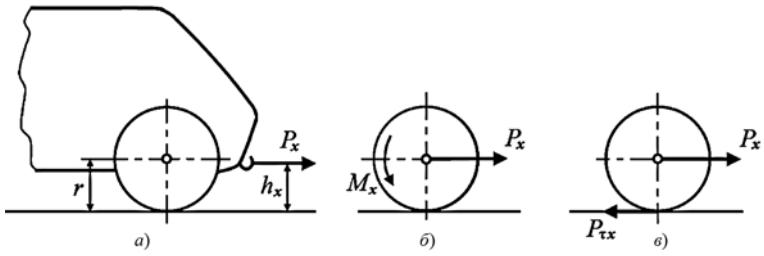


Рис. 3. Действительное нагружение крюка (а) и эквивалентные ему расчетные схемы (б) и (с)

ше высоты центра масс  $h$ , высоты центра парусности  $h_w$ , высоты расположения буксирного крюка  $h_x$ , т. е.  $r < h, h_w, h_x$ . Что и наблюдается на практике. Ниже оси колеса автомобиля можно, пожалуй, попытаться опустить лишь буксирный крюк (рис. 3). Тогда относительно оси ведущего колеса сила сопротивления прицепа  $P_x$  на плече ( $r - h_x$ ) создаст движущий момент  $M_x = P_x(r - h_x)$ , который в контакте колеса с дорогой создаст касательную реакцию дороги, направленную в сторону движения автомобиля:  $P_{tx} = M_x/r = P_x(r - h_x)/r$ . Воздействие силы сопротивления прицепа определится как сумма сил:  $P_{tx} - P_x = P_x\left(1 - \frac{h_x}{r}\right) - P_x = -P_x\frac{h_x}{r}$ .

Так как теория движения колесных машин зиждется на уравнении их движения, то многие определяемые параметры машин, приведенные в соответствие с (1) или (2) изменятся. Это, прежде всего, касается расчета требуемой мощности двигателя автомобиля для достижения максимальной скорости и определения нормальных реакций движущегося автомобиля в различных режимах движения.

Так, мощность двигателя  $N_{ev}$ , необходимая для движения автомобиля без прицепа с максимальной скоростью  $V_{max}$  на горизонтальной ровной дороге ( $\psi = f_V$ ) с хорошим сцеплением ( $\varphi_x = 0,8$ ) должна быть равна суммарной мощности сопротивлений движению  $N_{ev}\eta = [f_V G + P_w(h_w - r)/r]V_{max}$ .

Следовательно, для достижения максимальной скорости  $V_{max}$  на горизонтальном участке дороги мощность двигателя машины должна быть равной

$$N_{ev} = \frac{[f_V mg + k F V_{max}^2 (h_w - r)/r] V_{max}}{\eta}. \quad (3)$$

Из формулы (3) следует, что для определения величины мощности двигателя машины необходимо знать ее вес  $G = mg$ , условия движения  $f_V$ , коэффициент обтекаемости  $k$ , площадь фронтального сечения  $F$ , максимальную скорость движения  $V_{max}$ , высоту центра парусности  $h_w$ , радиус колеса  $r$  и коэффициент полезного действия трансмиссии  $\eta$ . Отсюда вытекает необходимость введения в технические характеристики высокоскоростных транспортных средств параметров  $k, F, h_w$  и  $r$ . При этом отдельным вопросом стоит точ-

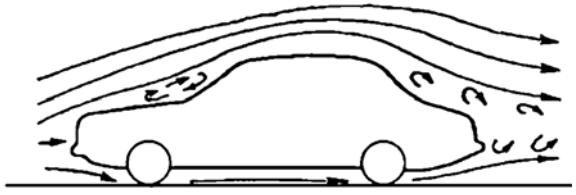


Рис. 4. Обтекание автомобиля воздухом

ное определение фронтального (поперечного) сечения  $F$  машины и высоты  $h_w$  центра ее парусности.

Сила сопротивления воздуха  $F_w$  существенно влияет на тягово-скоростные свойства автомобилей, особенно при высоких скоростях движения, основной составляющей которой является лобовое (фронтальное) сопротивление. Оно вызывается тем, что при движении впереди автомобиля создается зона повышенного давления, а сзади — зона разряжения (рис. 4).

За счет различия давлений воздуха спереди и сзади автомобиля и создается сила лобового сопротивления. При этом она будет тем больше, чем большая энергия необходима для перемещения воздуха, а последняя зависит от характера вихреобразования. Поэтому чем больше при движении автомобиля образуется вихрей воздуха, тем больше сила лобового сопротивления. Поскольку вихреобразование в воздухе зависит от формы движущегося в нем тела, лобовое сопротивление называют сопротивлением формы. Различают также: сопротивление, вызываемое выступающими частями автомобиля (добавочное сопротивление); сопротивление, обусловленное трением воздуха о наружные поверхности автомобиля; сопротивление, возникающее при прохождении воздуха через подкапотное пространство, и др.

Лобовое сопротивление в основном определяет затраты мощности двигателя при высоких скоростях движения, следовательно, и расход топлива [5].

Площадь фронтального сечения может быть определена по технической документации следующим образом. Максимальное поперечное сечение автомобиля (рис. 5) представляем в виде трапеции 1, прямоугольника 2 и двух малых прямоугольников 3.

Определим площади  $F_1$ ,  $F_2$  и  $F_3$  фигур 1, 2 и 3 и высоты расположения  $h_{a1}$ ,  $h_{a2}$  и  $h_{a3}$  их центров масс  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  относительно оснований.

На рис. 5 обозначено: наибольшая ширина автомобиля  $B = 1,6$  м; наибольшая высота  $H = 1,4$  м; высота до искривления сечения  $H_k = 0,78$  м; высота до днища кузова  $h_k = 0,16$  м; ширина шины  $b_{ш} = 0,165$  м; угол  $\beta = 23^\circ$ .

Для удобства рассмотрения представим фигуры 1, 2 и 3 отдельно (рис. 6).

Площади равнобочной трапеции  $F_1$  (фигура 1), прямоугольника  $F_2$  (фигура 2) и двух малых прямоугольников  $F_3$  (фигура 3) будут соответственно равны:  $F_1 = (B + B_{min}) \cdot h_m/2 = (1,074 + 1,60) \cdot 0,62/2 = 0,8289 \text{ м}^2$ ;

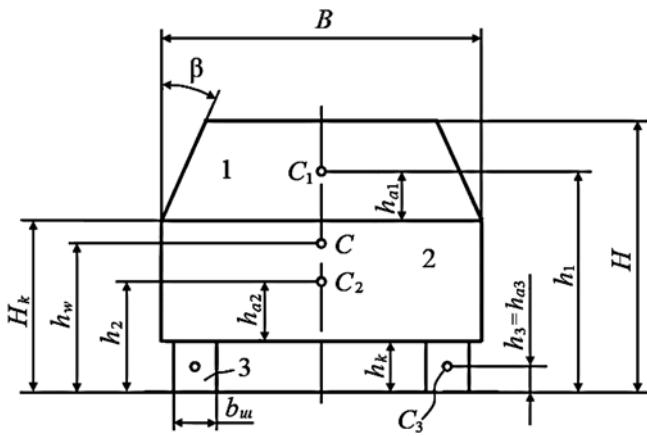


Рис. 5. Схема к определению площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля

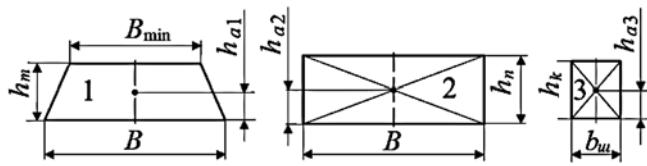


Рис. 6. Схемы к определению площадей  $F$  фигур 1, 2 и 3 и высот расположения их центров масс  $h_a$  относительно оснований

$$F_2 = B \cdot h_n = 1,60 \cdot 0,62 = 0,992 \text{ м}^2; F_3 = 2b_w \cdot h_k = 2 \cdot 0,165 \cdot 0,16 = 0,0528 \text{ м}^2.$$

Тогда площадь фронтального сечения автомобиля будет равна:

$$F = F_1 + F_2 + F_3,$$

$$F = 0,8289 + 0,992 + 0,0528 = 1,8737 \text{ м}^2.$$

Высоты  $h_a$  центров масс рассматриваемых фигур до их оснований будут равны:

$$h_{a1} = \frac{h_m}{3} \cdot \frac{B + 2B_{\min}}{B + B_{\min}} = \frac{0,62}{3} \cdot \frac{1,60 + 2 \cdot 1,074}{1,60 + 1,074} = 0,29 \text{ м};$$

$$h_{a2} = h_n / 2 = 0,62 / 2 = 0,31 \text{ м};$$

$$h_{a3} = h_k / 2 = 0,16 / 2 = 0,08 \text{ м.}$$

Высоты центров масс фигур 1, 2 и 3 до опорной поверхности, т. е. дороги, по которой движется автомобиль, определяются как (см. рис. 5):

$$h_1 = h_{a1} + H_k = 0,29 + 0,78 = 1,07 \text{ м};$$

$$h_2 = h_{a2} + h_k = 0,31 + 0,16 = 0,47 \text{ м};$$

$$h_3 = h_{a3} = 0,08 \text{ м.}$$

Очевидно, что центр парусности совпадает с центром масс фронтального сечения автомобиля. Тогда высота центра парусности автомобиля определяется как:

$$h_w = \frac{F_1 h_1 + F_2 h_2 + F_3 h_3}{F_1 + F_2 + F_3};$$

$$h_w = \frac{0,8289 \cdot 1,07 + 0,992 \cdot 0,47 + 0,0528 \cdot 0,08}{0,8289 + 0,992 + 0,0528} = 0,7244 \text{ м.}$$

Таким образом, центр  $C$  парусности фронтального сечения автомобиля площадью  $F = 1,8737 \text{ м}^2$  будет находиться на высоте  $h_w = 0,7244 \text{ м}$  от опорной поверхности на вертикальной оси симметрии сечения.

Теперь, когда определены площадь  $F$  фронтального сечения автомобиля и высота  $h_w$  расположения центра парусности, можно определить по формуле (3) требуемую для достижения максимальной скорости  $V_{\max} = 150 \text{ км/ч}$  на горизонтальном участке дороги мощность двигателя, предварительно рассчитав коэффициент сопротивления качению  $f_V$  при максимальной скорости движения по формуле [2]:

$$f_V = f_0 + [(V_{\max} - 50)^2 + 2 \cdot (V_{\max} - 100)^2] \cdot 48 \cdot 10^{-8},$$

$$f_V = 0,014 + [(150 - 50)^2 + 2 \cdot (150 - 100)^2] \cdot 48 \cdot 10^{-8} = 0,0212,$$

где  $f_0$  — коэффициент сопротивления качению до скорости 50 км/ч, равный для дороги с бетонным покрытием, по которой движется легковой автомобиль,  $f_0 = 0,014$ .

Подставив в формулу (3) значения  $f_V = 0,0212$ ,  $m = 1340 \text{ кг}$ ,  $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$ ,  $k = 0,265 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ,  $F = 1,8737 \text{ м}^2$ ,  $V_{\max} = 150 \text{ км/ч}$  (41,67 м/с),  $h_w = 0,7244 \text{ м}$ ,  $r = 0,271 \text{ м}$ ,  $\eta = 0,94$ , получим:

$$N_{ev} = \{[0,0212 \cdot 1340 \cdot 9,80665 + 0,265 \cdot 1,8737 \cdot 41,67^2 \times (0,7244 - 0,271)/0,271] \cdot 41,67\}/0,94 = 76293,86 \text{ Вт} = 76,3 \text{ кВт.}$$

Расчет мощности, требуемой для преодоления силы сопротивления воздуха по общепринятой формуле, в которой не учитывается множитель  $(h_w - r)/r$  при  $P_w$  дает ошибку, занижающую ее величину в рассмотренном случае в  $(0,7244 - 0,271)/0,271 = 1,6731$  раз.

## Литература

- Мамити Г.И. Приведение сил и моментов, действующих на колесную машину, к контакту колеса с опорной поверхностью / Г.И. Мамити // Известия ФГБОУ ВПО "Горский ГАУ". Научно-теоретический журнал. Т. 50, ч. 4. — Владикавказ, 2013. — С. 155—158.
- Мамити Г.И. Теория движения двухосной колесной машины. Механика эластичного колеса. Тяговая и тормозная динамика. Тяговый расчет. Моделирование процесса торможения. Топливная экономичность, маневренность, проходимость и плавность хода: учебник для ВУЗов / Г.И. Мамити. — Владикавказ: Изд-во ФГБОУ ВПО "Горский госагроуниверситет", 2012. — 216 с.
- Мамити Г.И. Уравнение движения двухосного автомобиля и сила тяги на ведущих колесах / Г.И. Мамити // Известия ФГБОУ ВПО "Горский ГАУ". Научно-теоретический журнал. Т. 50, ч. 4. — Владикавказ, 2013. — С. 158—162.
- Мамити Г.И. Новое уравнение движения колесной машины / Г.И. Мамити // Тракторы и сельхозмашины. — 2014. — № 6. — С. 15—18.
- Гришкевич А.И. Автомобили: Теория / А.И. Гришкевич. — Минск: Вышэйшая школа, 1986. — 208 с.
- Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
- Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. — М.: Машиностроение, 1989. — 237 с.
- Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства / В.К. Вахламов. — М.: ИЦ "Академия", 2006. — 240 с.
- Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. Пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1982. — 284 с.
- Автомобильный справочник BOSCH. Пер. с англ. — М.: ЗАО КЖИ "За рулем", 2002. — 896 с.

## ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КПД АВТОМОБИЛЯ ПРИ ЕГО РАЗГОНЕ

Канд. техн. наук. С.П. ПОЖИДАЕВ

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины (+ 3805.246-40-65)

Приведены простейшие, включающие всего лишь четыре параметра, формулы, позволяющие вычислять цикловой КПД автомобиля при его разгоне.

**Ключевые слова:** кинетическая энергия, масса автомобиля, мощность двигателя, разгон автомобиля, цикловой КПД при разгоне.

Pozhydaev S.P.

EVALUATION OF THE ENERGY EFFICIENCY OF THE VEHICLE WHEN ITS ACCELERATION

Simple and including only four metrics the formula allows calculate the cycle efficiency of vehicle during its acceleration are given.

**Keywords:** kinetic energy, vehicle weight, engine power, acceleration of the vehicle, cycle efficiency during acceleration.

В предыдущей статье (см. "АП", 2015, № 9) автор обосновал понятие "энергетический КПД транспортного средства" и дал технологию его определения. Поэтому вполне логичен и следующий рассматриваемый ниже его шаг — технология определения этого КПД при конкретных режимах движения, в качестве которого наиболее частый из режимов — разгон.

Проблемой оценки энергетической эффективности разгона транспортных средств, особенно такой их массовой разновидности, как автомобиль, занимались многие исследователи. Однако большинство полученных ими результатов имеют определённые недостатки. Например, в [1] принято, что механическая работа, затраченная на преодоление силы сопротивления качению, — полезная. Но это, как уже упоминалось в предыдущей статье, противоречит классической механике, в соответствии с которой данная сила является диссилиативной, приводящей к бесполезному рассеиванию энергии в мировом пространстве. Кроме того, формируя структуру энергетического КПД автомобиля, многие авторы пошли путём учёта максимального числа факторов, что чревато опасностью не увидеть самые общие закономерности процесса. Ведь известен принцип Парето, гласящий, что доминирующее влияние на работу любой сложной системы оказывает не более 20 % входных переменных, а остальные 80 % переменных имеют малое или даже несущественное значение, лишь засоряя или размывая основную картину явления. Остался открытым и вопрос взаимосвязи значений КПД с таким важным показателем динамики автомобиля, как время его разгона до заданной скорости, а также экспериментальной проверки предлагаемых ими методов расчёта этого КПД. В частности, в той же работе [1] не приведено ни одного значения КПД для какого-либо конкретного автомобиля.

Учитывая всё перечисленное, автор этой статьи попытался построить усовершенствованный цикловой

КПД в процессе разгона автомобиля на горизонтальной дороге, свободный от упомянутых недостатков. При этом он исходил из следующих соображений.

Допустим, что двигатель разгоняемого автомобиля работает на фиксированном скоростном режиме, развивая примерно одну и ту же эффективную мощность, т.е.  $n = \text{const}$  и  $N_e = \text{const}$ . При таком условии за время  $t$  разгона он выполнит механическую работу  $A_{\text{общ}}$ , значение которой даёт формула № 1 (см. таблицу).

Некоторая часть этой работы, очевидно, расходуется на преодоление вредных сопротивлений, а оставшаяся часть  $\Delta T_6$  — на создание кинетической энергии поступательного движения автомобиля с грузом (назовём её энергией брутто). Она и есть "механическая мера полезного эффекта рассматриваемого режима" [2]. Значение  $\Delta T_6$  рассчитывается по классической формуле № 2. И если эту формулу разделить на формулу № 1, получаем искомый цикловой КПД автомобиля  $\eta_{\text{ц.р}}$  (формула № 3).

Формула № 3, как видим, учитывает все факторы, отрицательно влияющие на формирование кинетической энергии  $\Delta T_6$  из потенциально возможной общей работы  $A_{\text{общ}}$  двигателя: зависимость его мощности от изменяющегося скоростного режима двигателя и ухудшения качества его рабочих процессов на переходных режимах; прекращение поступления энергии от дви-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$A_{\text{общ}} = N_e t \cdot 10^3$	$N_e$ — мощность двигателя, кВт; $t$ — время, с
2	$\Delta T_6 = \frac{mv^2}{2}$	$m$ — полная масса автомобиля, кг; $v$ — скорость в конце его разгона, м/с
3	$\eta_{\text{ц.р}} = \frac{mv^2 \cdot 10^{-3}}{2N_e t}$	—
4	$t = \frac{mv^2 \cdot 10^{-3}}{2N_e \eta_{\text{ц.р}}}$	—
5	$N_{e_{\min}} = \frac{mv^2 \cdot 10^{-3}}{2t \eta_{\text{ц.р}}}$	—
6	$m_{\max} = \frac{2N_e t \eta_{\text{ц.р}} \cdot 10^3}{v^2};$ $m'_{\max} = \frac{m}{N_e} =$ $\frac{2t \eta_{\text{ц.р}} \cdot 10^3}{v^2}$	—
7	$\Delta T_H = \frac{m_{\text{гр}} v^2}{2} = \frac{m k_{\text{гр}} v^2}{2}$	$m_{\text{гр}}$ — масса груза, кг; $k_{\text{гр}}$ — коэффициент грузоподъёмности
8	$\Delta T_H = \Delta T_6 k_{\text{гр}}$	—

гателя в моменты переключения передач; её рассеивание при пробуксовке колес и элементов трансмиссии (сцепления или гидротрансформатора) и потери, связанные с преодолением сил трения в трансмиссии и сил сопротивления качению и воздуха, моментов сопротивления разгону вращающихся масс. Согласно ей, для определения  $\eta_{ц.p}$  необходимы и достаточны значения всего лишь четырех ключевых (доминантных) независимых переменных —  $t$ ,  $v$ ,  $N_e$  и  $m$ . Причём неизвестна для исследователя только одна из них — время  $t$  разгона. Однако его экспериментальная оценка труда не представляет, следовательно, не представляет труда и оценка циклового КПД любого автомобиля.

Дело в том, что это время определяется при испытаниях автомобилей и приводится в каталогах, вследствие чего вся имеющаяся база данных по времени разгона может быть элементарно конвертирована в базу данных циклового КПД этих автомобилей при разгоне.

Значение циклового КПД, вычисленное с помощью формулы № 3, получается весьма точным, так как опирается на очень малое число объективных величин —  $t$ ,  $v$ ,  $N_e$  и  $m$ , каждую из которых можно определить с любой наперёд заданной точностью.

При известном же значении циклового КПД автомобиля формула № 3 даёт возможность очень просто определять время  $t$  разгона этого же автомобиля, соответствующее любым вариациям значений трех ключевых переменных —  $m$ ,  $v$  и  $N_e$ , т.е. по формуле № 4.

Предельно проста и экспериментальная проверка значения циклового КПД автомобиля при его разгоне — она сводится к сопоставлению теоретического (формула № 4) и экспериментально полученного значения времени  $t$  разгона.

Формула № 4 выполняет ещё две роли. Во-первых, является теоретическим обоснованием того, что время разгона  $t$  автомобиля — функция, показывающая его прямо пропорциональную зависимость от удельной массы ( $m' = m/N_e$ ) автомобиля, что позволяет отказаться от принятого в настоящее время более сложного представления времени разгона в виде гиперболической функции  $t = f(N_e/m)$  [3]. Во-вторых, по формуле № 4 можно определять значение и любой другой ключевой переменной при условии, что значения трёх остальных переменных и циклового КПД заданы. Это, например, даёт возможность при проектировании автомобиля определять мощность  $N_{e_{min}}$  двигателя, минимально необходимую для обеспечения разгона автомобиля за заданное время (формула № 5), или массу (полную  $m$  или удельную  $m'$ ), максимально допустимую с той же точки зрения при заданном двигателе (формулы № 6). В свою очередь, формула № 5 позволяет проводить экспресс-оценку фактической мощности двигателей автомобилей, значение циклового КПД которых известно, в условиях любого автотранспортного предприятия.

Таким образом, построенный автором цикловой КПД автомобиля, действительно, свободен от недостатков показателя, приведённого в работе [1]. Он даёт исчерпывающую характеристику энергетической добротности автомобиля в процессе его разгона "в целом", открывает новые возможности его анализа. Например, автомобиль с наиболее рационально подобранными конструктивными параметрами будет иметь минимальное время  $t$  разгона, что обеспечит ему максимальное значение циклового КПД. Если же хоть один параметр автомобиля будет нерациональным (свидетельством чему — увеличенное время  $t$  разгона), это неминуемо отразится на значении КПД.

Результаты расчета  $\eta_{ц.p}$  автомобиля КамАЗ-5320, у которого  $m = 15,3 \cdot 10^3$  кг,  $N_e = 154$  кВт при  $v = 16,67$  м/с (60 км/ч) и  $t = 30,5$  с, оказались следующими:  $\eta_{ц.p} = 0,453$ , автомобиля ВАЗ-2106 —  $\eta_{ц.p} = 0,490$ , а ВАЗ-21093 —  $\eta_{ц.p} = 0,617$ . (Значения  $m$ ,  $N_e$ ,  $v$  и  $t$  были взяты из [4, 5], масса легковых автомобилей принималась с учетом масс водителя и одного пассажира.)

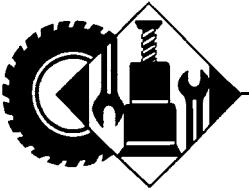
Этот КПД, как уже упоминалось выше, характеризует энергетическую эффективность разгона автомобиля в целом, т.е. он — энергетический КПД брутто. Но конечным показателем энергетической эффективности любого транспортного процесса должен быть КПД нетто, вычисляемый на основании кинетической энергии нетто, т.е. энергии одного перевозимого груза (формула № 7).

Если, далее, учесть формулу № 2, то формула № 7 приобретает вид формулы № 8, а это означает, что значение циклового КПД нетто ( $\eta_{ц.p.н}$ ) при разгоне автомобиля соответствует формуле № 9, согласно которой автомобиль КамАЗ-5320 грузоподъёмностью  $8,0 \cdot 10^3$  кг соответствует коэффициенту грузоподъёмности 0,523 и имеет  $\eta_{ц.p.н} = 0,237$ .

Значения цикловых КПД можно умножить еще и на эффективный КПД двигателя, получив тем самым значение топливно-механического КПД автомобиля в процессе его разгона. Причём тоже брутто и нетто. Например, приняв  $\eta_3 = 0,35$ , получаем топливно-механический КПД нетто, равный 0,083. К такому же результату приводит и подстановка в знаменатель формулы № 3 количества тепловой энергии топлива, израсходованного в процессе разгона автомобиля.

## Литература

- Подригало М.А., Подригало Н.М., Файст В.Л. Мощность двигателя и КПД автомобиля при разгоне // Автомобильная промышленность. 2008. № 8. С. 12...16.
- Копотилов В.И. Расход топлива на разгон АТС // Автомобильная промышленность. 2009. № 3. С. 28...30.
- Краткий автомобильный справочник НИИАТ. — М.: Транспорт, 1983. — 220 с.
- Вершигора В.А., Игнатов А.П., Новокшонов К.В. и др. Переднеприводные автомобили ВАЗ. — М.: ДОСААФ, 1989. — 336 с.



# ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 621.43.057

## СНИЖЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОТРАКТОРНЫМИ ДВС ПРИЕМАМИ МЕХАНОХИМИИ

Д-р техн. наук Ю.В. ВОРОБЬЁВ, д-р хим. наук А.Б. КИЛИМНИК,  
канд. техн. наук А.В. ДУНАЕВ  
Тамбовский ГТУ, ГОСНИТИ (8.9110.855-75-33)

*Изложены версии процессов механохимической активации моторных топлив, приводящих к уменьшению их расхода в двигателях внутреннего сгорания. Приведены результаты эксплуатационных испытаний активатора на автомобилях с бензиновыми и дизельными двигателями, а одного из них — в стендовых условиях при работе дизеля ЯМЗ-236 на холостом ходу.*

**Ключевые слова:** топливо, активатор, активные радикалы углеводородов, их взаимодействие со средой, расход топлива.

Vorobiev Yu.V., Kilimnik A.B., Dunaev A.V.  
TO REDUCE THE CONSUMPTION OF AUTOMOTIVE FUELS IN INTERNAL  
COMBUSTION ENGINES METHODS OF MECHANO-CHEMISTRY

*Outlined versions of the processes of mechano-chemical activation of motor fuels that may reduce their consumption in internal combustion engines. The results of operational tests of the activator for vehicles with petrol and diesel engines, one of them on bench when the diesel engine YAMZ-236 at idle.*

**Keywords:** fuel, activator, active radicals of hydrocarbons and their interaction with the environment, fuel consumption.

Известно [1], что механические процессы, возникающие при трении, воздействуют не только на трущиеся детали, но и на смазочные материалы, которые находятся в зазоре между этими деталями. И главное из таких воздействий — разрыв длинноцепочечных молекул масла, что требует значительных затрат энергии, следовательно, сопровождается выделением теплоты и химическими реакциями в массе. Эти явления автор работы [1] назвал "механохимическим эффектом".

Причину разрывов молекулярных цепей смазочно-масляного материала объясняют следующим образом: при работе трущейся пары в смазке возникают механические напряжения, величина которых превышает предел прочностных связей между атомами в молекулярной цепи смазки. Однако, по мнению авторов, процесс гораздо сложнее. Разрывы цепей вызывают, по всей видимости, не только механические напряжения, но и воздействие силового поля металлов (деталей) после открытия их ювенильных поверхностей истиранием мягкими абразивами оксидных пленок, разрушенных кристаллов и ослабленных структур. И такое предположение имеет под собой основание. Ведь давно доказано, что на жидкые (и даже твердые) вещества, какими являются смазочные масла, действуют не только градиенты скоростей, но и механохимические воздействия (прессование, вальцевание, прокатывание, растирание, диспергирование, ультразвук и кавитация и т.д.). В частности, при достаточно больших локальных воздействиях на углеводороды в них мо-

гут нарушаться ковалентные связи с энергией разрыва ~419 кДж/моль, в полиэтилене связи С—С рвутся с затратами энергии 334,94 кДж/моль.

При разрыве цепей углеводородов появляются не только свободные валентности углерода, но и свободные радикалы, например, радикалы типа R-CH<sub>2</sub>, обладающие высокой реакционной способностью. Правда, в некоторых случаях дальнейший ход реакций может быть обратимым. Так, разрушение структур полимеров, вызванное приложением к ним давления, снижает их вязкость, после снятия давления это устраняется и вязкость восстанавливается. На этом, в частности, основана технология экструдирования полимеров. Но если говорить в целом, то механическая обработка смесей веществ с гомогенными цепями чаще всего создаёт новые гетерогенные цепи. Типичный тому пример — новые пластмассы. Причём добавка в масла некоторых полимеров (скажем, полиэтилена) изменяет триботехнику так, будто в смазку ввели высокоадгезионные полярные присадки.

Кроме того, автор той же работы [1] предполагал, что при трении осуществляются и прямые реакции свободных радикалов с окисленной и ювенильной поверхностями металлов, в ходе которых образуются металлоорганические соединения типа R-(CH<sub>2</sub>)<sub>n</sub>-Ме, т.е. типа "радикал—металл", и механохимические явления при трении могут идти без высокомолекулярных присадок в маслах, когда механической деструкции могут подвергаться тяжелые молекулы этих масел. Возможно, что именно здесь и кроется частичное объяснение высоких смазочных свойств неполярных углеводородов, которые проявляются в том, что, как в своё время отметил С.В. Венцель [2], моторные масла имеют "способность прирабатываться", т.е. улучшать свои смазывающие свойства.

Однако деструкция длинноцепочечных молекул углеводородов может быть и вредна. Так, установлено, что полная деструкция молекул загущающих присадок в моторных маслах уже через 50...100 ч работы приводит к потере их вязкости на 22...50 %. Именно поэтому когда-то и был введен стандарт DIN на контроль стабильности вязкости моторных масел.

Таким образом, с молекулярной физикой и физикохимией с маслами, как говорится, разобрались. Но некоторые топлива — тоже углеводороды. Поэтому в настоящее время исследователи топлив начали усиленно заниматься "механоактивацией" топлив, приводящей к необратимому изменению их состава, свойств, запуском в них неясных химических реакций.

Примером такого подхода может служить разработанный одним из авторов статьи, Ю.В. Воробьёвым, прямоточный механоактиватор самого массово-

го из жидких углеводородов — моторного топлива (пат. № 2411074, РФ) и многократно испытанный на бензинах и дизельных топливах разных поставщиков, авиационном керосине, мазуте и рапсовом масле: при его применении, например, расход топлива сокращается в среднем на 26,3 % (см. таблицу).

Этот активатор — результат реализации наработок Центра нелинейной волновой механики ИМАШ РАН применительно к моторным топливам. Его основа — волновой генератор, с помощью которого можно получить различные гомогенные тонкодисперсные устойчивые (водомасляные, водомазутные и др.) эмульсии с каплями дисперсной фазы размером от 1...3 мкм и до 200 нм.

Такой генератор создаёт вихри, волны, кавитацию. В зависимости от его геометрии, а также вязкости и плотности жидкости, количества фаз среды и давлений (они могут варьироваться от 1 до 300 кПа, или от 10 до 300 кгс/см<sup>2</sup>) в нём происходят такие явления, как волновое усиление фильтрации, смешивание и гомогенизация, коагуляция, сепарация смесей жидкости (разной плотности) и газов, диспергирование и активация. (Режимы работы активатора — регулируемые, их устанавливают по данным моделирования волновых процессов.)

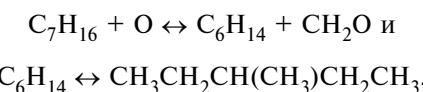
Результаты механического действия активатора на углеводороды топлив неоднократно проверены методами хроматографии и натурных испытаний. Так, в Объединенном центре промышленных исследований США установлено, что благодаря активатору расход любых моторных топлив уменьшается на 15...27 %, содержание серы в них — до 50 %, смол — в 7...9 раз, выбросов оксидов азота с отработавшими газами — от 14 до 17 % (NO — 17 %, NO<sub>2</sub> — до 14 %), а монооксида углерода — до 49 %.

Практически те же результаты получены и в лаборатории испытания нефтепродуктов "Тамбов-Терминал". Выпадение серы из дизельного топлива в 2000-х гг. выявил и сотрудник ВИЭСХ И.В. Евграфов в созданном им и условно названном электронным катализатором топлива, где на проток топлива воздействует электромагнитное поле (а по существу — фотоны) с частотой 10...12 кГц.

Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>	Наличие активатора	Удельный расход топлива, кг/ч	Экономия, мл/%
1100	+	267	71/21,0
1100	+	253	85/25,2
1100	—	<b>338</b>	—
1100	+	267	71/21,0
1280...1300	+	244; 209,7 при 1100 мин <sup>-1</sup>	128,3/38,0
<b>Среднее</b>		<b>249,18</b>	<b>88,83/26,3</b>

Полученные авторами статьи хроматограммы активированного дизельного топлива показали следующее: количество тяжелых углеводородов в нём существенно уменьшается, а лёгких (гексан, гептан, Зметил-пентан), наоборот, возрастает на 37 %, в бензине ~ на 16 % увеличивается содержание октаноопределяющего толуола, а в авиационном керосине — нонана и декана — на 21 %. Вследствие изложенного в эксплуатационных испытаниях активатора в г. Тамбове на легковом транспорте расход бензина сокращался до 39,2 %.

Механоактивация топлив радикализирует их свойства и состав, по-видимому, дробит молекулы, приводит к появлению коротких радикалов и вносит некоторые другие изменения. Так, при взаимодействии нормального гептана с атомарным кислородом может образовываться Зметил-пентан с последующей изомеризацией до гексана по схемам:



При этом авторы предполагают, что в случае первой схемы за счёт распада пероксида водорода при кавитационном воздействии на гептан C<sub>7</sub>H<sub>16</sub> в турбулентном потоке топлив образуется атомарный кислород. Реакция, по всей видимости, экзотермична (H°<sub>298</sub> = -344,61 кДж/моль) и в совокупности со второй образует З-метиленпентан.

Активатор испытан и на мазуте. Оказалось, что и в случае мазута, вышедшего из активатора, как и с моторным топливом, процессы преобразования продолжаются. Причём, даже тогда, когда в мазут добавлена небольшая предварительно активированная доля топлива.

Механизм активации топлив, уменьшающий их расход в ДВС, имеет много вариантов обоснований, но наиболее приемлемым следует считать вариант, предложенный доктором технических наук Ф.М. Канаревым. Его суть — при механохимическом дроблении углеводородов образуются активные радикалы, способные резонансно поглощать соответствующие им фотоны окружающего пространства. При этом за счет поглощенной фотонами энергии в камере горения создается дополнительное давление газов [3], которое и способствует появлению тех эффектов, о которых шла речь выше.

И последнее. Все активированные топлива не оказывают негативного воздействия на надежность и ресурс ДВС. Более того, они могут и повышать их за счет лучшей организации и более мягкого рабочего процесса (шумность ДВС уменьшается до 15 %), а также облегчить пуск ДВС при низких температурах окружающей среды.

#### Литература

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения // М.: Физматгиз. — 1963. — 472 с.
2. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего горения // М.: Химия. — 1979. — 240 с.
3. Канарёв Ф.М. Курс лекций: Теоретические основы физхимии нанотехнологий. Второе издание. Краснодар, 2008. — 655 с.

# ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ УГЛОВЫЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВАЛОВ — КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ

Кандидаты техн. наук Г.Л. АНТИПЕНКО и В.А. СУДАКОВА,  
М.Г. ШАМБАЛОВА

Белорусско-Российский университет (8.029. 745-34-95)

Рассмотрен метод оценки технического состояния зубчатых колес трансмиссий, основанный на отслеживании относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов.

**Ключевые слова:** трансмиссия, зубчатые колеса, локальный дефект, кинематическая погрешность, динамическая нагруженность, относительные угловые перемещения, импульсный способ.

Antipenco G.L., Sudakova V.A., Shambalova M.G.  
RELATIVE ANGULAR MOVING OF BILLOWS —  
CRITERION OF ESTIMATION OF THE TECHNICAL STATE  
OF GEARING OF TRANSMISSIONS

The method of estimation of the technical state of gear-wheels of transmissions, based on watching of the relative angular moving of leading and slave billows is considered.

**Keywords:** transmission, gear-wheels, local defect, kinematics error, dynamic loading, relative angular moving, impulsive method.

Надёжность в эксплуатации — одно из важнейших требований, предъявляемых к АТС. Её уровень закладывается при их конструировании, а поддерживается системой технической эксплуатации. Это можно сказать не только об АТС в целом, но и в отношении их систем, агрегатов, узлов и деталей. И зубчатые передачи с этой точки зрения — не исключение.

Надёжность новой машины, как правило, довольно высокая. Однако по мере наработки их техническое состояние ухудшается: изнашиваются рабочие поверхности зубьев, возникают локальные дефекты — отдельные зубья полностью или частично обламываются, на их рабочей поверхности появляются сколы, трещины и т.д. Все это отрицательно сказывается на равномерности вращения связанных с шестернями валов, что вызывает дополнительные динамические нагрузки, величина которых может превышать передаваемые расчётные в 2...3 раза [1]. Результат — поломка или повышенные износы деталей передачи.

Общее техническое состояние зубчатых передач трансмиссии определяют по суммарному угловому зазору (люфту), характеризующему износ рабочих поверхностей зубьев, и по кинематической погрешности передачи, характеризующей неравномерность износа зубьев и наличие локальных дефектов. В связи с этим зазор регламентируется эксплуатационной документацией, причём как для трансмиссии в целом, так и для коробки передач, карданного вала и карданной передачи. Правда, при его измерении необходимо иметь в виду, что в коробке передач он однозначно характеризует боковой износ зубьев и шлицев, в карданном валу износ зубьев вообще не характеризует, а в случае главной передачи, как и в случае трансмиссии в целом, на его величину влияет и регулировка этой передачи.

Предвестником разрушения зубчатой передачи считается появление локальных дефектов зубьев, провоцирующих образование множественных дефектов и, как следствие, — выход из строя всего или части при-

вода. Поэтому проблема выявления локальных дефектов на возможно более ранней стадии — одна из важнейших: своевременно устранив такой дефект, можно избежать неожиданных поломок трансмиссии, ведущих к большим затратам времени и средств на их устранение.

Однако и переоценивать локальные дефекты тоже нельзя. Их опасность определяется их величиной и местоположением в кинематической цепи трансмиссии, а значит, дополнительной нагруженностью трансмиссии при передаче крутящего момента. В связи с этим возникает вопрос, какие же дефекты зубчатых передач следует считать опасными для конкретной трансмиссии?

И здесь, если судить по научным публикациям, существуют две теории динамики зубчатых передач — вибрационная и ударная. В соответствии с первой из них, динамические нагрузки в таких передачах возникают из-за кинематических погрешностей и изменения жесткости зубьев, а в соответствии со второй — следствие удара зубьев в моменты их пересопряжения [2]. Однако обе они позволяют решать задачи применительно к вибродиагностике, где в качестве диагностического сигнала используют величину ударного импульса, параметры которого — форма и время удара.

Правда, здесь есть одна тонкость: ударный импульс, вызванный изменением кинетической энергии в зубчатом зацеплении при прохождении локального дефекта, характеризует динамическую нагруженность зубьев, а не самого привода. Другими словами, упругим элементом представляется сам зуб, хотя жесткость валов привода может быть гораздо меньше. Что делает результаты расчётов надёжности привода, мягко говоря, сомнительными. Поэтому динамику работы привода лучше оценивать с учётом неравномерности вращения его выходного вала.

Дело в том, что во время прохождения дефекта ведущим зубчатым колесом его скорость вращения на какую-то долю секунду резко возрастает, так как крутящий момент от двигателя остаётся тем же, а момент сопротивления вращению становится равным нулю. На ведомом же колесе в этот период картина обратная: к нему подводится момент сопротивления, а ведущий момент равен нулю. Понятно, что восстановление кинематической связи колес сопровождается ударом, сила которого (величина дополнительного динамического момента) зависит от разницы ускорений ведомого и ведущего колес при их соприкосновении и от моментов инерции вращающихся масс, связанных с ведущей и ведомой частями привода, т.е. от изменения кинетической энергии, накопленной в приводе. Из сказанного выше следует: для анализа нагруженности привода, зубчатые передачи которого имеют локальные дефекты, необходимо рассматривать динамическую модель всего привода, позволяющую определять их влияние на различных режимах работы и оценивать степень опасности в случае дальнейшей его эксплуатации.

Чтобы построить такую модель, проанализируем типовой привод автомобиля. Он, как известно, представляет собой динамическую систему с сосредото-

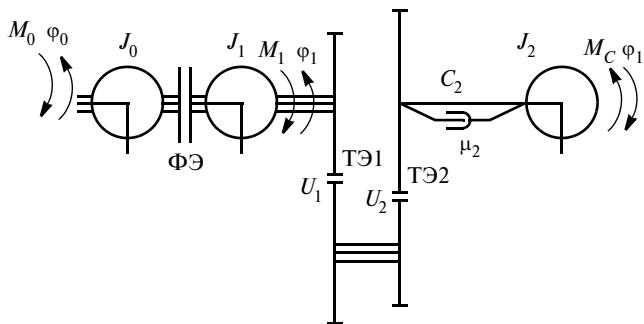


Рис. 1. Динамическая модель трансмиссии автомобиля

ченными параметрами, крутильные колебания которой имеют ярко выраженный дискретный спектр собственных частот в диапазоне до 300 Гц. Для систем, приведенных к дискретному виду, массы сосредоточены и обладают только инерционностью. Кроме того, связывающие массы — это упругие элементы, которые характеризуются определенной жесткостью, а затухание колебаний обусловлено демпфированием или расщеплением их энергии. Наконец, при изучении кратковременных переходных процессов и процессов рассеивания энергии в таких системах гистерезисные потери в материале деталей, зубчатых и шлицевых соединениях, опорах валов, сказывающиеся на затухании колебаний, можно не принимать во внимание [3].

Учитывая все эти соображения, динамическую модель трансмиссии можно представить так, как показано на рис. 1. В её состав входит двигатель, который подводит крутящий момент  $M_0$  к трансмиссии, фрикционный элемент (ФЭ), разъединяющий и соединяющий привод, трансформаторные элементы ТЭ1 и ТЭ2 с передаточными числами  $U_1$  и  $U_2$ , в которых при исследовании задается определенная величина дефекта или погрешность шага зацепления. С этими элементами, отображающими безинерционные преобразования параметров потока энергии, связаны ведущие и ведомые элементы привода, характеризуемые определенной величиной моментов  $J_i$  инерции, способные накапливать кинетическую энергию. Так, нулевая сосредоточенная масса с моментом  $J_0$  инерции отображает инерционные свойства вращающихся масс ДВС и кинематически связанных с ним деталей привода. Первая сосредоточенная масса с моментом  $J_1$  инерции учитывает моменты инерции вращающихся масс валов и зубчатых колес, приведенных к первичному валу привода после фрикционного элемента (при включенном фрикционном элементе момент инерции  $J_0$  объединяется с моментом инерции  $J_1$ ); вторая сосредоточенная масса с моментом  $J_2$  инерции представляет собой сумму моментов инерции элементов привода, связанных с его выходным валом. Внешнее воздействие на систему представлено крутящим моментом  $M_c$ , отображающим сопротивление движению автомобиля.

Математическое представление динамической модели переменной структуры с сосредоточенными параметрами имеет вид системы обыкновенных дифференциальных уравнений, составленных на основе уравнения Лагранжа второго рода (формула № 1 в

таблице). В систему уравнений входят, как видим, дискретные функции  $L_i$  состояния. Они позволяют использовать одну и ту же математическую модель при изменяющихся условиях, исключая из структуры те или иные слагаемые системы дифференциальных уравнений, а не создавать свои модели для замкнутой и разомкнутой кинематической цепи при прохождении локального дефекта зуба или при буксовании фрикционного элемента сцепления при неполном его замыкании. Что, естественно, упрощает процесс исследования влияния величины дефекта зуба, его принадлежности к тому или другому колесу в кинематической цепи привода автомобиля. В чём авторы и убедились, проводя расчётные эксперименты с моделью ГАЗ-3307. При этом в качестве исходных условий было принято: автомобиль движется равномерно по горизонтальному участку грунтовой дороги. В одном случае — он порожний, а во втором — с полной нагрузкой.

Исследования коробки передач этого автомобиля на динамическую её нагруженность показали, что любые локальные дефекты зубьев её шестерен, как и следовало ожидать, увеличивают динамическую составляющую передаваемого крутящего момента на всех рабочих режимах. Но по-разному: если дефект имеет зуб шестерни выходного вала, то это увеличение может быть двойным (кривая 1 на рис. 2), а если на шестерне входного вала, то оно (кривая 2) чуть меньше (до 86 %). При увеличении же скоростного режима зубчатой передачи при одном и том же передаваемом крутящем моменте динамическая составляющая, казалось бы, должна возрастать. Однако она уменьшается, что хорошо видно из рис. 3, на котором показана зависимость крутящего момента  $M$  от величины  $g$  дефекта зуба и угловой скорости  $\omega$  вращения входного вала коробки передач. При  $\omega = 20$  рад./с она в среднем в 1,5 раза выше, чем при  $\omega = 180$  рад./с. Причина тому — вращающиеся массы привода с увеличением угловой скорости накапливают большую кинетическую энергию, пропорциональную квадрату этой скорости. Значит, чем больше  $\omega$ , тем больше энергия, поэтому элементы привода в меньшей степени реагируют на возмущения при прохождении дефекта, продолжая свое движение за счет сил инерции. Правда, ДВС на угловой скорости 20 рад./с не работает, но на входе ко-

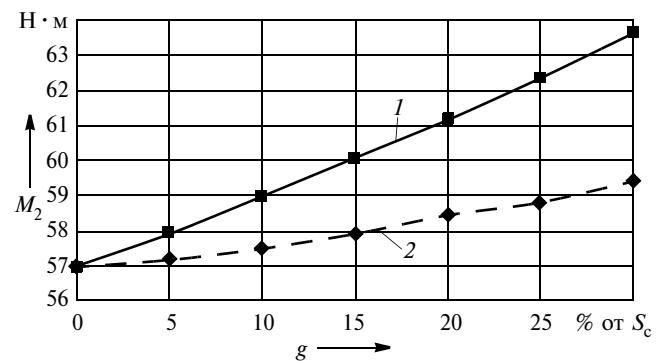


Рис. 2. Зависимость крутящего момента на выходном валу коробки передач от величины дефекта зуба шестерни и его местоположения:

1 — выходной вал; 2 — входной вал

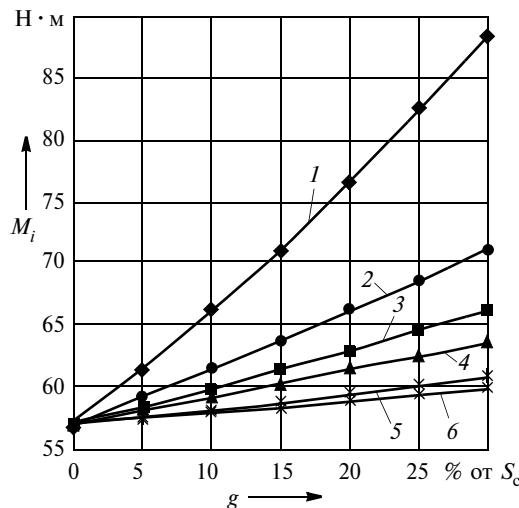


Рис. 3. Зависимость крутящего момента на выходном валу коробки передач от величины дефекта шестерни и угловой скорости её вращения:

1 —  $\dot{\phi} = 20 \text{ рад./с}; 2 — \dot{\phi} = 40 \text{ рад./с}; 3 — \dot{\phi} = 60 \text{ рад./с}; 4 — \dot{\phi} = 100 \text{ рад./с}; 5 — \dot{\phi} = 140 \text{ рад./с}; 6 — \dot{\phi} = 180 \text{ рад./с};$

робки передач она может быть при неполнотью выжатом сцеплении.

При этих исследованиях за максимальную величину  $g$  дефекта авторы приняли выкрашивание рабочей поверхности зуба по всей его ширине и глубиной 0,3 его толщины  $s_c$ , расположенное на делительной окружности зубчатого колеса. Такой выбор связан с тем, что из-за коэффициента перекрытия даже выломанный зуб вызывает такую же кинематическую погрешность, как дефект размером  $0,3s_c$ .

Но локальный дефект — это импульсное, кратковременное воздействие. При работе привода кроме этого воздействия должны проявляться и систематическая (циклическая) погрешность шага зацепления, обусловленная как неравномерным износом зубьев по окружности, так и погрешностью изготовления и монтажа шестерён в коробке передач. И если для новых зубчатых колес эта погрешность нормируется, то ее предельная величина в эксплуатации не определена. Но он — тоже дефект, который нужно уметь опреде-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\ddot{\phi}_0 = \frac{\left( M_d - (1 - L_0)M_\phi - L_1 \left( \frac{c_2}{u_1 u_2} \left( \frac{\phi_0}{u_1 u_2} - \phi_2 \right) + \frac{\mu_2}{u_1 u_2} \left( \frac{\dot{\phi}}{u_1 u_2} - \dot{\phi}_2 \right) \right) \right)}{J_0 + L_0 J_1};$ $\ddot{\phi}_1 = \ddot{\phi}_0 L_0 + \frac{(1 - L_0) \left( M_\phi - L_1 \left( \frac{c_2}{u_1 u_2} \left( \frac{\phi_1}{u_1 u_2} - \phi_2 \right) + \frac{\mu_2}{u_1 u_2} \left( \frac{\dot{\phi}_1}{u_1 u_2} - \dot{\phi}_2 \right) \right) \right)}{J_1};$ $\ddot{\phi}_2 = \frac{\left( L_1 \left( c_2 \left( \frac{\phi_1}{u_1 u_2} - \phi_2 \right) + \mu_2 \left( \frac{\dot{\phi}_1}{u_1 u_2} - \dot{\phi}_2 \right) \right) - M_c \right)}{J_2}$	$\ddot{\phi}_0, \ddot{\phi}_1, \ddot{\phi}_2$ — ускорения инерционных масс ДВС, ведущего зубчатого колеса и ведомой части привода; $\dot{\phi}_0, \dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2$ — угловые скорости тех же элементов привода; $\phi_0, \phi_1, \phi_2$ — углы их поворота; $M_d$ — крутящий момент ДВС; $M_c$ — момент сопротивления движению АТС; $M_\phi$ — момент, создаваемый фрикционом; $c_2$ — коэффициент жесткости, приведенный к ведомому валу привода; $\mu_2$ — коэффициент демпфирования ведомой части привода; $L_0$ — дискретная функция, характеризующая состояние фрикционного элемента ( $L_0 = 0$ — фрикцион буксует, $L_0 = 1$ — фрикцион замкнут); $L_1$ — дискретная функция, характеризующая состояние кинематической связи между ведущим и ведомым зубчатыми колёсами ( $L_1 = 1$ — связь устойчивая, $L_1 = 0$ — связь нарушенна)
2	$U = U_1 U_2 = \frac{\pi m z_2 + F_{p_2} \sin(\phi_1 z_2 / z_1)}{\pi m z_1 + F_{p_1} \sin(\phi_1)} \frac{\pi m z_4 + F_{p_4} \sin(\phi_2)}{\pi m z_3 + F_{p_3} \sin(\phi_2 z_3 / z_4)}$	$m$ — модуль зубьев; $z_1, z_2, z_3, z_4$ — число зубьев зубчатых колес соответственно; $F_{p_1}, F_{p_2}, F_{p_3}, F_{p_4}$ — кинематическая погрешность каждого зубчатого колеса соответственно
3	$\sum \sigma_i^m N_i \leq \sigma_r^m N_0$	$\sigma_i$ — напряжения при числе нагружений (рабочих циклов), равном $N_i$ ; $m$ — показатель степени, зависящий от вида напряжений (для изгибных $m = 6$ ) и обработки поверхности (для упрочнённой поверхности $m = 9$ ); $\sigma_r$ — предел усталости при базовом числе $N_0$ нагружений
4	$\sum M_i^m k^m N_i \leq \sigma_r^m N_0$	$M_i$ — крутящий момент в приводе; $K$ — коэффициент пропорциональности
5	$k_d = \frac{M_{\max}}{M}$	$M_{\max}$ — максимальный крутящий момент, обусловленный локальным дефектом или погрешностью шага зацепления; $M$ — передаваемый момент в приводе
6	$N_i = \frac{\sigma_r N_0}{M_i^m k^m}$	—

имп.

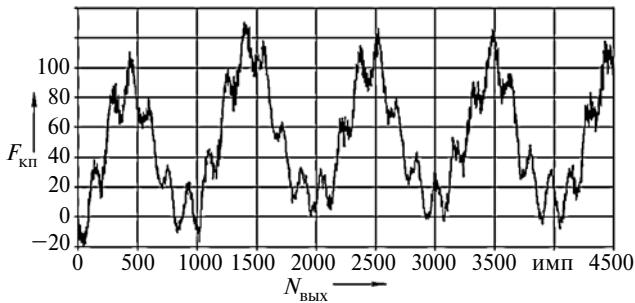


Рис. 4. График изменения кинематической погрешности двухступенчатого привода при  $U = 6,4$

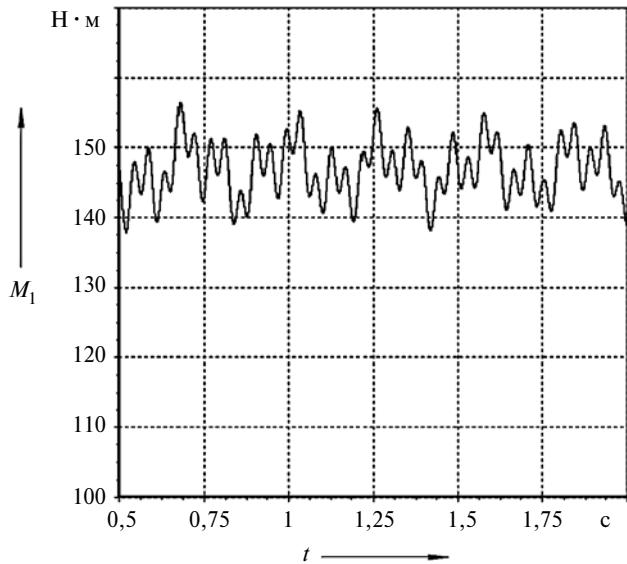


Рис. 5. Результаты расчета динамической нагрузкенности коробки передач автомобиля, выработавшего свой ресурс

лять. При этом, по мнению авторов, необходимо руководствоваться следующими соображениями.

Неравномерность вращения выходного вала коробки передач, вызванная кинематической погрешностью, оценивается по результатам измерения колебаний частоты вращения за один оборот диагностируемой передачи. Для этой цели лучше всего подходят кинематомеры. Однако их приходится приспособливать к трансмиссии, что достаточно сложно. Поэтому целесообразно воспользоваться импульсным методом измерения относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов с помощью компьютерных средств, который, как свидетельствует опыт последних лет, очень неплохо себя зарекомендовал при диагностировании фрикционных муфт по буксованию и при определении суммарного углового зазора в трансмиссии. Его суть: с ведущим зубчатым колесом связывают преобразователь угла поворота с мелким шагом, а с ведомым — преобразователь угла поворота с более крупным шагом. Эти преобразователи на каждом шаге генерируют импульсы напряжения. Определив число таких импульсов от ведущего вала за каждый импульс вала выходного, его сравнивают с числом теоретичес-

ким. В итоге получают максимальное значение кинематической погрешности зубчатой передачи.

Чтобы оценить реальные величины этой кинематической погрешности в процессе эксплуатации трансмиссии, авторы исследовали коробку передач выработавшего свой ресурс того же автомобиля ГАЗ-3307. При этом для отслеживания относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов использовались преобразователи угловых перемещений, генерирующие 2500 и 1024 имп/об, соответственно связанные с ведущим и ведомым валами. В итоге была получена зависимость  $F_{\text{кп}} = f(N_{\text{вых}})$ , т.е. зависимость кинематической погрешности  $F_{\text{кп}}$  двухступенчатого привода от числа  $N_{\text{вых}}$  рабочих циклов выходного вала коробки передач (рис. 4).

На этом рисунке хорошо видны две гармонические составляющие кинематической погрешности передачи, наложенные друг на друга, — от шестерни первичного вала (размах ~30 импульсов) и выходного зубчатого колеса (размах ~140 импульсов). При этом за один период поворота выходного зубчатого колеса (низкочастотные колебания) появляется 6,4 колебаний более высокой частоты, соответствующие периоду поворота ведущей шестерни в приводе с передаточным числом 6,4.

Полученные значения циклической кинематической погрешности затем были переведены в линейные или угловые единицы, и их оценка показала, что эти значения почти в 10 раз превышают допустимые ГОСТ значения для новой передачи.

При наличии циклической кинематической погрешности, вызванной накопленной погрешностью  $F_{\text{pi}}$  шага каждого колеса привода, изменяется мгновенное значение передаточного числа  $U$  привода в соответствии с формулой № 2.

Вводя полученные с её помощью значения циклической кинематической погрешности в математическую модель как гармонические изменения мгновенных передаточных чисел  $U_1$  и  $U_2$ , можно оценить её влияние на изменения динамической составляющей передаваемого крутящего момента. Что и было сделано.

Так, на рис. 5 показаны изменения крутящего момента  $M_1$  на выходном валу коробки передач в конце срока эксплуатации автомобиля при  $\omega_0 = 140$  рад./с и  $M_0 = 147$  Н·м. Из него видно, что колебания крутящего момента происходят с наложением двух частот — низкой, обусловленной циклической кинематической погрешностью зубчатого колеса, которое связано с выходным валом, и высокой, обусловленной циклической кинематической погрешностью шестерни ведущего вала.

При более подробном анализе высокочастотных колебаний графика кинематической погрешности (см. рис. 4) обнаружены выбросы колебаний, которые идентифицированы как локальные дефекты (рис. 6). Их величина составляет ~20 импульсов, что соответствует глубине дефекта 1,5 мм при толщине зуба 4,9 мм по длине делительной окружности, т.е.  $0,3s_c$ . Принимая во внимание величину перекрытия передачи, можно предположить, что этот дефект соответствует выломанному зубу. По периоду повторного проявле-

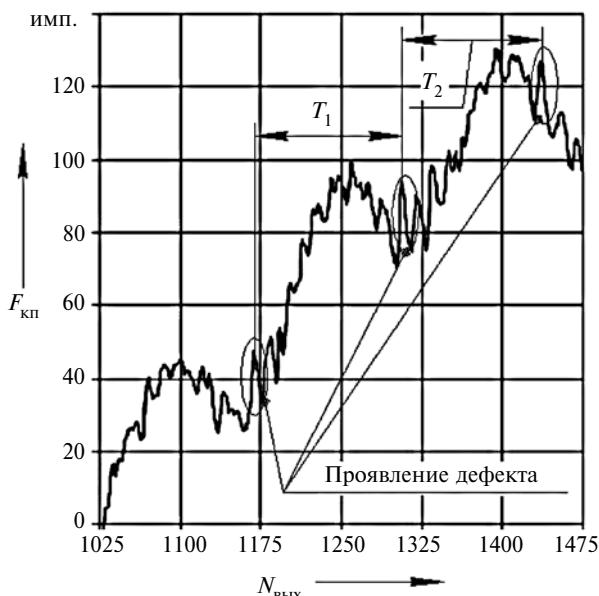


Рис. 6. Фрагмент графика кинематической погрешности передачи

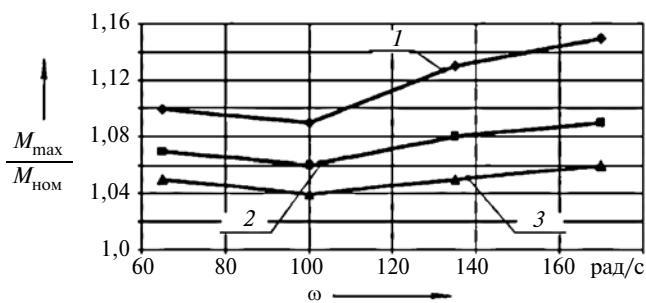


Рис. 7. Зависимость динамической нагруженности коробки передач, выработавшей свой ресурс:

1 —  $M = 60 \text{ H} \cdot \text{м}$ ; 2 —  $M = 120 \text{ H} \cdot \text{м}$ ; 3 —  $M = 170 \text{ H} \cdot \text{м}$

ния  $T_1$  и  $T_2$  определена принадлежность дефекта зубчатому колесу ведущего вала привода.

Моделируя совместное воздействие локального дефекта и циклической кинематической погрешности передачи (рис. 7) и обобщая результаты расчётов, нельзя не сделать такой вывод: суммарные динамические нагрузки при малых угловых скоростях привода в основном определяются локальными дефектами, а при увеличении скорости привода до 100 рад./с их влияние уменьшается. Влияние погрешности шага зацепления тоже оказывается незначительно, что и проявляется в некотором снижении динамической нагруженности. На высоких же скоростях привода доминирующим фактором возрастания динамической нагруженности привода является погрешность шага зацепления.

С возрастанием передаваемого крутящего момента динамическая составляющая как от единичных дефектов, так и от погрешности шага зацепления уменьшается, хотя и в разной степени. Из этого следует, что при углубленной диагностике привода необходимо не только анализировать кинематическую погрешность передачи, выявляя величину и местоположение ло-

кальных дефектов и определяя величину кинематической погрешности, вызванной нарушением шага зацепления зубчатых колёс, но и учитывать величины передаваемого крутящего момента и скорости привода, чтобы более объективно оценить техническое состояние и возможность дальнейшей его эксплуатации.

Таковы результаты расчётного исследования. Чтобы проверить их объективность, авторы провели экспериментальные исследования той же коробки передач, имеющей локальный дефект на шестерне входного вала и циклическую кинематическую погрешность, соответствующую рис. 4. При этом была установлена хорошая сходимость расчётных и экспериментальных данных. Это подтверждает рис. 8, на котором приведено изменение крутящего момента при угловой скорости на входе привода, равной 170 рад./с, и передаваемом моменте 75 Н·м. Из него видно, что характер нагружения изношенного привода носит циклический характер, а величина колебаний момента, т.е. динамическая нагруженность, возрастает почти на 12 %.

Экспериментальные исследования подтвердили также, что увеличение передаваемого крутящего момента даёт незначительный прирост динамической составляющей, а увеличение угловой скорости привода ведет к повышению динамической нагруженности привода от гармонической составляющей, вызванной погрешностью шага зацепления. В связи с этим возникает вопрос: в какой степени рост динамической нагруженности снижает работоспособность привода?

В соответствии с гипотезой о возможности линейного суммирования усталостных повреждений условие достаточной сопротивляемости усталости имеет, как известно, вид формулы № 3 [4].

Учитывая пропорциональную связь между нагрузкой  $M$  и напряжениями  $\sigma$  в детали, т. е. то, что  $\sigma = kM$  ( $k$  — коэффициент пропорциональности), можно записать формулу № 4.

Увеличение напряжения, действующего на зубчатое колесо при прохождении дефекта или колебаниях нагрузки, влечет за собой изменение коэффициента  $k$  пропорциональности. Поэтому нужен ещё один коэффициент,  $k_d$ , характеризующий динамическую нагруженность привода (формула № 5).

Поскольку при возрастании крутящего момента пропорционально возрастают и напряжения, то для

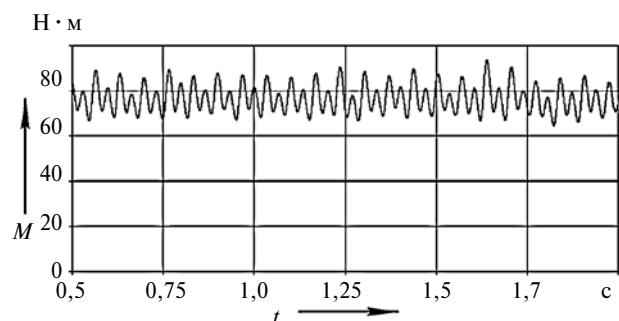


Рис. 8. Изменение крутящего момента в изношенном приводе с  $U = 6,4$ , обусловленного кинематической погрешностью и единичным дефектом ( $\omega = 170 \text{ рад./с}$ )

частного уровня нагружения правомочно записать формулу № 6. Следовательно, возрастание динамической нагруженности привода ведёт к уменьшению суммарного числа циклов работы детали, т.е. к снижению циклической прочности зубчатой передачи привода. Причём это снижение будет значительным (в  $k_d^m$  раз). В частности, при возрастании динамической нагруженности в 1,15 раза суммарное число циклов работы привода с таким уровнем нагружения уменьшается более чем в 2,3 раза.

Таким образом, рассмотренный выше алгоритм определения локальных дефектов, их величины и местоположения в кинематической цепи привода, а также кинематической погрешности по анализу неравномерности вращения выходного вала привода путём отслеживания относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов привода импульсным методом, действительно, позволяет оценивать техническое состояние не только зубчатой пары, но и привода в

целом. И хотя динамическая нагруженность привода от таких дефектов возрастает не в разы, а на 5...15 %, но циклическая его прочность снижается более чем в 2 раза. Поэтому этот метод диагностирования зубчатых передач не только может, но и должен стать инструментом мониторинга технического состояния трансмиссий, упреждения выхода их из строя.

### Литература

1. Макаров Р.А. Диагностика строительных машин / Р.А. Макаров, А.В. Соколов. — М.: Стройиздат, 1984. — 335 с.
2. Айрапетов Э.Л. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах / Э.Л. Айрапетов, В.И. Апархов, М.Д. Генкина и др. // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами — М.: Наука, 1978. — С. 3..18.
3. Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В.П. Тарасик. — Минск.: Дизайн ПРО, 1997. — 640 с.
4. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учеб. пособие для спец. "Автомобили и тракторы" / А.И. Гришкевич [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. — Минск: Выш. шк., 1985. — 240 с.

УДК 656.132.072

## СИСТЕМА ШКОЛЬНЫХ ПЕРЕВОЗОК: ОПЫТ, ОЦЕНКА, ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ

Кандидаты техн. наук С.А. ШИРЯЕВ и А.А. РАЮШКИНА,  
д-р соц. наук Н.В. ДУЛИНА, Н.М. СИВОЛОБОВ  
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-55)

Приведены результаты исследования системы перевозок школьников в Волгоградской области.

**Ключевые слова:** анкета, автобус, перевозки школьников, опрос.

Shiryaev S.A., Rayushkina A.A., Dulina N.V., Sivolobov N.M.  
THE SYSTEM OF THE SCHOOLCHILDREN TRANSPORTATIONS:  
EXPERIENCE, ASSESSMENT, DEVELOPMENT TENDENCY

The Results of the research of the schoolchildren transportation in Volgograd Region are provided.

**Keywords:** quality, service, questionnaire, bus, transportations, school students, poll.

Система школьных перевозок зародилась и начала формироваться более 100 лет назад. Произошло это в США и стало результатом необходимости подготовки детей фермеров к работе в условиях, когда сельскохозяйственное производство становилось производством механизированным, требующим грамотных людей. И тогда появилась возможность удовлетворения этой потребности — автобус.

Эта тенденция сохранилась и сейчас: в стране насчитывается ~480 тыс. школьных автобусов. Причём они здесь — самый безопасный вид транспорта: аварии с их участием, повлекшие жертвы, случаются в 100 раз реже, чем с обычным автотранспортом [1], что говорит об эффективности государственной политики США в области безопасности таких перевозок. Например, там действуют очень жёсткие стандарты, регламентирующие проектирование и производство школьных автобусов, а также правила перевозки детей. Причём характерно, что значительная (до 70 %) доля школьных перевозок осуществляется частными перевозчиками, входящими в систему "Скул бас контрактор" (School Bus Contractor — SBC) [2].

В Великобритании, Канаде и Японии картина примерно та же: почти все перевозки школьников осуществляют специальные транспортные подрядные организации. Однако в континентальной Европе школьные автобусы в изначальном (американизированном) варианте (ежедневная перевозка детей в школу и из школы домой) большого распространения не получили: во-первых, эти страны имеют сильно разветвленную систему общественного автотранспорта и, во-вторых, здесь исторически сложилась система, при которой дети обучаются и проживают в школьных пансионах и школах-интернатах. Поэтому их поездки связаны лишь с массовыми выездами на природу, экскурсиями, скаутскими лагерями и т.п., для чего используются стандартные туристские или пригородные автобусы.

В России ситуация с системой перевозок школьников отличается от зарубежной. У нас школьный автобус начал появляться только в середине 1990-х годов, а в 1998 г. вступил в действие ГОСТ Р 51160—98 "Автобусы для перевозки детей", где изложены основные требования к этим транспортным средствам. Иначе говоря, школьные перевозки — для нас дело новое. И хотя сейчас во многих регионах страны школьные автобусы в основной своей массе соответствуют требованиям ГОСТ Р 51160—98, уровень их безопасности, мягко говоря, оставляет желать лучшего. И причин тому, как минимум, две: школьный автобус считается рядовым участником движения, а не специальным транспортным средством, как это принято за рубежом.

Но это не всё. Выполненный авторами анализ существующей у нас системы перевозок школьников показывает, что типичных для всех регионов России проблем гораздо больше и их перечень не ограничивается безопасностью. В их число, например, входят недостаточное количество и плохое техническое состояние школьных автобусов, постоянный рост цен на ГСМ, в результате чего многие школьники добирают-

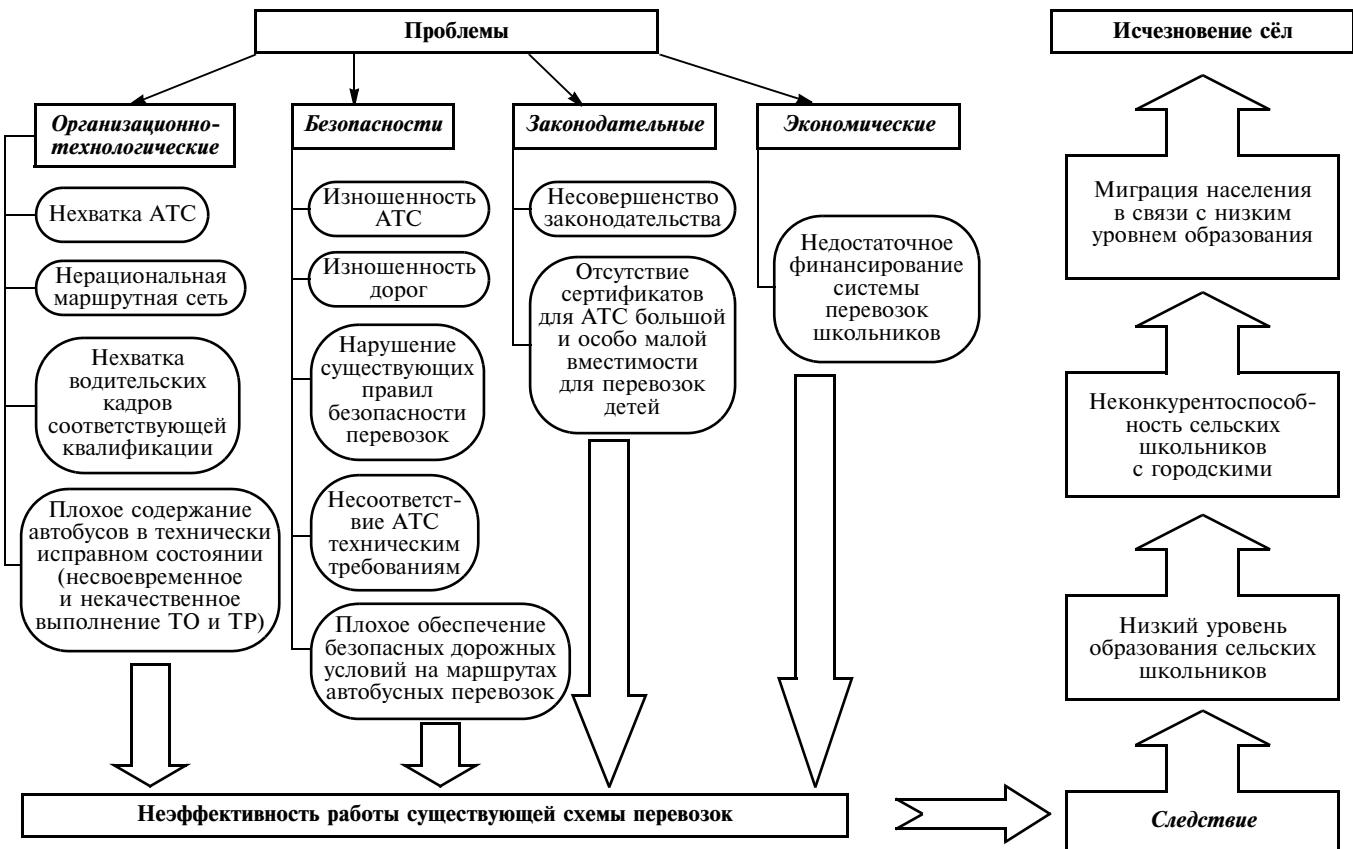


Рис. 1. Проблемы, возникающие при организации перевозок школьников в сельской местности

ся до школы либо пешком, либо на попутных АТС и очень часто — со значительным опозданием, что негативно сказывается на качестве образования, а в некоторых случаях приводит к недоступности его получения. Со всеми вытекающими отсюда последствиями: низкой конкурентоспособностью сельских школьников по сравнению с городскими, отъездом родителей с детьми в города, чтобы обеспечить им более высокий уровень образования, опустением и исчезновением сёл. Причём картина в последнее время становится всё мрачнее: реформы образования сопровождаются массовым закрытием малокомплектных сельских школ, а чётко налаженной системы перевозок школьников в стране нет.

Конечно, местные власти (а школы — их, а не федеральных властей забота) пытаются исправить сложившееся положение. Это можно показать на примере Волгоградской области, плотность населения которой варьируется от 22,2 (в целом по региону) до 3,6 чел./км<sup>2</sup> (Палласовский район).

С целью выявления степени развития школьных перевозок, определения существующих здесь проблем и направления их развития было проведено социологическое исследование, основным инструментом которого стала разработанная авторами статьи анкета. Она содержит 30 вопросов, затрагивающих все проблемы этой отрасли (рис. 1).

Эту анкету областное министерство образования и науки разослало в 33 муниципальных района и пять городских округов (т.е. в 38 адресов), где выполняются

перевозки школьников. Ответили на неё 34 административных образования, занимающиеся организацией этих перевозок. Полученная в результате опроса первичная социологическая информация была обработана с помощью программы Microsoft Excel. При этом использовался весь арсенал доступных авторам методов научного исследования, а в качестве информационной базы — документы и статистические данные по Волгоградской области.

Уровень транспортного обслуживания школьников оценивался по десятибалльной (табл. 1) шкале — от 1 (наименееший) до 10 (максимально возможный). Значимость (весомость)  $W_{ij}$  составляющей каждого показателя качества для респондента по сравнению с другими предложенными ему составляющими, определялась формулой:

$$W_{ij} = \left( B_i / \sum_1^{10} B_i \right) \cdot 100, \quad (1)$$

Таблица 1

Баллы	Важность	Сущность
0	Совсем не важно	Совсем не выполняется
1–3	Немного важно	Выполняется очень мало
4–6	Отчасти важно	Выполняется мало
7–9	Важно	Выполняется, но не полностью
10	Очень важно	Выполняется в полном объёме

где  $B_i$  — среднее значение оценки важности каждого элемента качества. Среднее значение  $U_{ij}$  оценки качества рассчитывалось по формуле:

$$U_{ij} = \frac{\sum_{i=1}^{11} (A_{ij} C_{ij})}{n}, \quad (2)$$

в которой  $A_{ij}$  — количество человек, проставивших оценку за показатель обслуживания  $i$  по столбцу  $j$ ;  $C_{ij}$  — величина оценки по столбцу  $j$  за показатель  $i$ ;  $n$  — число опрошенных, а уровень удовлетворенности — по формуле:

$$I = W_{ij} U_{ij} \quad (3)$$

(здесь  $W_{ij}$  — "вес" элемента в совокупности элементов по степени важности;  $U_{ij}$  — среднее значение оценки элемента качества по степени реализации).

Результаты оценки степени важности и реализации предложенных показателей транспортных услуг респондентами иллюстрирует рис. 2 (на нём А — максимально возможный уровень качества или максимальная удовлетворённость; Б — значимость показателя для респондентов; В — уровень реализации качества;

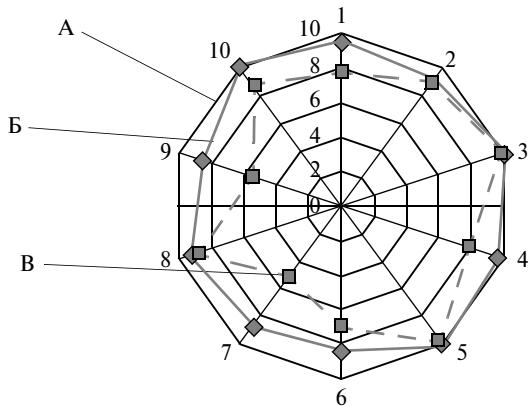


Рис. 2. Диаграмма показателей качества транспортного обслуживания

1...10 — номера элементов качества в анкете; 0, 2, 4, 6, 8, 10 — шкала значений). Из него видно, что существующий уровень транспортного обслуживания отстает от желаемого на 13,53 % и максимально возможного — почти на четверть (21,04 %). Результаты опроса о важности транспортных услуг и проявлений отдельных качеств сведены в табл. 2.

Таблица 2

Показатель качества	Важность		Число опрошенных, выставивших конкретную оценку элемента качества транспортного обслуживания, балл										Общее число опрошенных ( $n$ )	Среднее значение качества ( $U_{ij}$ )	Уровень удовлетворённости ( $I$ ), %	
	средняя оценка, $B_i$	"вес" (значимость) $W_{ij}$ , %	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0			
Безотказная работа транспорта (отсутствие поломок)	9,68	10,39	8	3	12	4	1	6	—	—	—	—	—	34	7,85	81,61
Движение точно по расписанию	9,21	9,89	19	6	6	2	—	—	—	—	—	—	1	34	9,00	88,98
Безопасность дорожного движения (отсутствие ДТП)	9,97	10,71	31	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	34	9,91	106,13
Выделение средств на финансирование системы подвоза школьников	9,56	10,27	10	7	6	3	—	6	1	—	—	—	1	34	7,82	80,31
Выполнение существующих правил перевозок школьников	9,94	10,68	26	4	4	—	—	—	—	—	—	—	—	34	9,65	102,99
Наличие площадок для хранения школьных автобусов	8,41	9,03	12	2	5	2	1	4	3	1	2	1	1	34	7,00	63,23
Наличие гаражей для хранения школьных автобусов	8,65	9,29	7	—	2	3	3	5	3	2	3	1	5	34	5,15	47,80
Внешняя и внутренняя привлекательность транспорта (чистота в салоне, комфортная температура в нём, удобная ширина дверей, подходящая высота ступенек)	9,18	9,85	15	10	5	2	—	1	1	—	—	—	—	34	8,91	87,82
Оборудование остановок (места для сидения, навесы)	8,53	9,16	6	—	3	7	1	6	2	1	3	1	4	34	5,50	50,38
Наличие ГСМ	10,00	10,74	18	4	6	4	—	1	—	—	—	—	—	34	8,79	94,44
Итог (абсолютное значение суммы чисел в столбце)	93,12	100	152	39	49	27	6	29	10	4	9	3	12	340	79,59	803,69
Среднее значение оценки работы и соответствующей степени удовлетворённости	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7,96	80,37	

Расчёты, выполненные по формулам № 1...3, показывают, что среднее значение оценки качества транспортного обслуживания в восприятии респондентов составляет 7,96, уровень удовлетворенности качеством транспортных услуг — 80,37 %. Это несколько выше, чем в 2010 г. (тогда эти цифры были равны соответственно 7,3 и 74,1 %). Произошло это за счёт таких параметров, как внешняя и внутренняя привлекательность транспорта, оборудование остановок (места для сидения, навесы), оборудование площадок и строительство гаражей для хранения школьных автобусов и более чёткое выполнение правил перевозок школьников, увеличение (с 375 до 532) числа школьных автобусов, замена устаревших новыми, оборудование их системой спутниковой навигации ГЛОНАСС (78,2 %), заключение договоров во всех школах на проведение предрейсовых медицинских осмотров водителей и технических осмотров автобусов, а также создание новых маршрутов. Но при этом снизился параметр "Выделение средств на финансирование системы подвоза школьников".

Однако стоит отметить, что анкетирование проводилось, как было сказано выше, посредством рассылки анкет областным министерством образования и науки. Поэтому респонденты, оценивающие качество исполнения функций по организации перевозок детей к местам обучения и обратно, — люди, лично заинтересованные в предоставлении высоких цифр, характеризующих эффективность проведённой ими работы в этой сфере. Чтобы исключить или хотя бы "снизить" это обстоятельство, в анкету включили два вопроса "Что, по вашему мнению, следует изменить в существующей организации школьных перевозок в стране и в вашем регионе? И "Устраивает ли вас существующая система перевозок или их следует выполнять государственными АТП или частными перевозчиками?" Ответы на эти вопросы дали общее представление о мнениях респондентов по поводу сложившейся сис-

темы школьных перевозок и их личной заинтересованности что-либо поменять в этой сфере. Так, большинство респондентов, несмотря на их достаточно высокий уровень удовлетворенности качеством школьных транспортных услуг, всё-таки высказали ряд предложений по повышению функционирования системы автомобильных перевозок школьников в целом по стране и непосредственно в районе (табл. 3).

Это говорит о том, что хотя уровень удовлетворённости качеством организации школьных перевозок оценивается очень высоко, но ответы респондентов на эти вопросы вскрывают ряд проблем и выявляют пути совершенствования работы существующей системы школьных перевозок. Для этого, по их мнению, необходимо увеличить общие размеры финансирования; своевременно перечислять деньги на техническое обслуживание и ремонт автобусов, а также закупку ГСМ; заниматься дорогами, т.е. обеспечивать их проходимость с учётом природных и климатических условий; строить дороги с твёрдым покрытием; повышать качество отечественных школьных автобусов либо приобретать импортные их аналоги; уделять больше внимания строительству гаражей и их оснащению современным оборудованием, предназначенным для ТО и ТР школьных автобусов; благоустраивать остановочные пункты; своевременно закупать школам подвижной состав и списывать его в случаях несоответствия требованиям ГОСТ Р 51160—98; обеспечивать выполнение ТО автобусов квалифицированными специалистами.

Существующую систему перевозок школьников в настоящее время полностью поддерживает лишь треть (32,35 %) респондентов, идею создания государственных (муниципальных) специализированных АТП, выполняющих перевозки детей от дома к местам обучения и обратно, — 53 % респондентов, а идею передать полномочия по перевозке детей "частнику" — всего лишь 9 %. Другими словами, большинство опрошен-

Таблица 3

Предложение по совершенствованию	В стране		В районе	
	ед.	%	ед.	%
Улучшение качества дорожного покрытия	6	20,00	8	26,67
Централизация школьных перевозок, передать транспорт на баланс муниципалитетов, организовать школьные перевозки специализированными предприятиями (государственными автотранспортными предприятиями)	5	16,67	3	10,00
Повышение качества изготовления школьных автобусов либо приобретение импортных аналогов	3	10,00	1	3,33
Увеличение финансирования на техническое обслуживание транспорта	2	6,67	2	6,67
Увеличение финансирования существующей организации перевозок школьников			2	6,67
Повышение качества техобслуживания школьных автобусов (оснащение необходимым оборудованием, навесом, гаражами, обязательная замена АТС по истечении срока службы)	1	3,33	2	6,67
Оборудовать остановочные площадки для посадки школьников (в том числе навесами)			3	10,00
Установка специальных дорожных знаков в местах движения школьных автобусов			1	3,33
Нет предложений	3	10,00	3	10,00
Воздержались	10	33,33	5	16,67

ных считают: перевозкой детей должны заниматься государственные специализированные предприятия, потому что они подконтрольны государству и имеют в наличии необходимый штат сотрудников, отвечающих за безопасность перевозок. Кроме того, такое решение освободит школы от вопросов, не относящихся непосредственно к образовательному процессу (содержание и ремонт автобусов, обеспечение безопасности движения и т.п.), что благоприятно скажется на этом процессе.

Что касается передачи перевозки детей частным перевозчикам, то отрицательное отношение к ней объясняют опытом работы с частными маршрутными такси: низкая ответственность и высокая аварийность.

Результаты обработки анкет позволяют говорить о необходимости выработки основных направлений (приоритетов) развития системы школьных перевозок в стране и области. Такими приоритетами должны быть, во-первых, обеспечение перевозчиков надёжны-

ми и безопасными специализированными школьными автобусами различной вместимости и проходимости, отвечающими условиям перевозок, антропометрическим параметрам и физиологическим особенностям школьников; во-вторых, строительство новых дорог с твёрдым покрытием, а также модернизация и надлежащее содержание уже существующих дорог; в-третьих, создание эффективного мониторинга функционирования системы школьных перевозок.

Это тот минимум миниморум, без которого проблема перевозки школьников, а значит, и социального "самочувствия" их родителей остаётся на уровне "разговорного жанра", а не практического её решения.

#### Литература

1. Школьные автобусы должны стать безопаснее [Электронный ресурс]. — [2015]. — Режим доступа: <http://pedsovet.org/content/view/4053/88/>
2. Петров Ю. Школьная принадлежность / Ю. Петров // Основные средства. 2005. № 10.



## ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.621.436.001.5

### ПЛАНИРОВАНИЕ И РЕАЛИЗАЦИЯ МНОГОФАКТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА — ПУТЬ К ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИССЛЕДОВАНИЙ

Канд. техн. наук **П.А. ЛОЩАКОВ**

Финансовый университет при Правительстве  
Российской Федерации, Ярославль (4852. 30-57-06)

Описана методика планирования и реализации многофакторного эксперимента, пригодная для исследований в любой сфере деятельности человека.

**Ключевые слова:** дизель, поршень, планирование, эксперимент, фактор, функция, математическая модель, исследования.

**Losthakov P.A.**

**PLANNING AND IMPLEMENTATION OF MULTIFACTOR EXPERIMENT —  
THE WAY TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF RESEARCH**

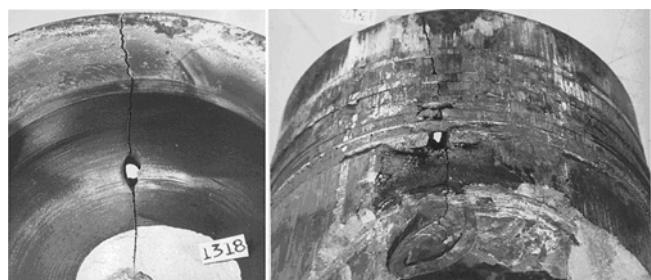
*The technique of planning and implementation of multifactor experiment, suitable for researches in any orb of activity of the man is circumscribed.*

**Keywords:** diesel, piston, planning, experiment, factor, function, mathematical model, research.

Дизели ЯМЗ широко используются в народном хозяйстве и вооруженных силах в качестве силовых агрегатов автомобилей, специальных транспортных средств, тракторов и других видов техники. Их надежность общеизвестна и во многом определяется тем, что конструкторы научились обеспечивать приемлемые уровни тепловых нагрузок на детали ЦПГ. Однако достичь этого не просто. Тем более что исследования влияния рабочих параметров и проблем, связанных с охлаждением дизелей, приходится проводить

заново. Кроме того, такие испытания вынуждены проводить и на дизелях после длительной их эксплуатации, когда резко повышается вероятность значительного отклонения регулировок топливной аппаратуры от исходной, в том числе и от номинального угла опережения впрыскивания топлива, нарушения условий подачи воздуха в цилиндры и ухудшения теплоотдачи в охлаждающую жидкость. При всех этих отклонениях температура деталей дизеля, как правило, существенно возрастает, что становится причиной выхода его из строя. Одно из последствий таких ситуаций хорошо иллюстрирует рис. 1.

Для оценки рабочих температур теплонапряженных деталей дизелей ЯМЗ применяют метод экспериментальной их термометрии. Он достаточно эффективен по результатам, но, к сожалению, очень затратен. Особенно в случае исследований влияния параметров ра-



*Rис. 1. Внешний вид поршня дизеля ЯМЗ, вышедшего из строя из-за нарушения правил его эксплуатации*

боты и охлаждения дизеля на температуру его поршня. Это, в первую очередь, обусловлено необходимостью разрабатывать и изготавливать надежные термопары, находить способы их крепления на поршне и связи с регистрирующей аппаратурой. Причём во многих случаях приходится составлять специальную конструкцию двигателя, приспособленную для проведения термометрии. Ведь в её ходе при высоких частотах вращения коленчатого вала провода термопар в рычажном токосъемнике работают на скручивание, поэтому могут выйти из строя до завершения намеченного плана исследований и для их восстановления потребуются дополнительные дорогостоящие переборки двигателя. Кроме того, при натурных исследованиях очень много времени и труда тратится на установку такого двигателя на испытательный стенд, подключение и отладку измерительной аппаратуры, а на топливо, охлаждающую жидкость, электроэнергию — ещё и денег. Наконец, экспериментальные исследования, по мнению специалистов [1], часто организуются настолько хаотично, что их КПД может не превышать 2 %.

Всё это заставляет искать более экономичные с точки зрения затрат труда, времени и денежных средств методы исследования. И такой поиск небезуспешен: в последние годы во многих организациях, в том числе и на ЯМЗ, широкое распространение получила практика проведения так называемого однофакторного эксперимента, суть которого сводится к следующему.

Для определения температуры деталей ЦПГ при различных режимах работы и системы охлаждения дизеля снимаются некоторые его характеристики (скоростные, нагрузочные, регулировочные), в которых переменной величиной служит один параметр, а значения остальных фиксированы [2]. Однако эффективность экспериментальных исследований, как показала практика, недопустимо низкая. Хотя идея однофакторного эксперимента вполне логична: её реализация позволяет однозначно определить влияние одного параметра на другие. Но параметров много, поэтому эксперименты имеют те же недостатки, что и традиционный метод. И чтобы от них избавиться, есть только один выход: теорию однофакторного эксперимента применить к математической модели двигателя. При этом сделать эксперимент планируемым, т.е. с заданием числа и условий проведения опытов, необходимых и достаточных для решения поставленной задачи с требуемой точностью.

Такой подход позволяет минимизировать общее число опытов и поочередно варьировать всеми переменными, определяющими процесс по специальным правилам (алгоритмам); использовать математический аппарат, формализующий многие действия экспериментатора; выбирать четкую стратегию, способствующую принятию обоснованных решений после каждой серии экспериментов. Кроме того, задачи, при решении которых может использоваться планирование эксперимента, чрезвычайно разнообразны. В частности вполне пригодно оно и в нашем конкретном случае, если объектом исследования выбрать поршень дизеля, а параметром оптимизации — температуру  $t_{\text{п1}}$  поршня над верхним компрессионным кольцом. Дело в том,

что эта температура, как известно, в значительной степени определяется всего лишь четырьмя рабочими параметрами дизеля — его расходом  $G_t$  топлива, частотой  $n$  вращения коленчатого вала, углом  $\theta_y$  опережения впрыскивания топлива и температурой  $t_{\text{охл}}$  охлаждающей жидкости. Допустим, нам требуется установить связь между  $t_{\text{п1}}$  и этими факторами, т.е. решить одну из задач, которые называют интерполяционными. Для этого нужно составить математическую модель — уравнение, связывающее параметр оптимизации с факторами, от которых он зависит. В нашем случае это уравнение, называемое функцией отклика, можно записать так:

$$y = \phi(x_1, x_2, \dots, x_k).$$

И если одному из входящих в него факторов ( $x_i$ ) задать конкретное значение, то получим, очевидно, одно из возможных температурных состояний поршня в фиксированной точке цилиндра, а чтобы узнать число возможных состояний, достаточно число  $p$  уровней факторов (если оно для всех факторов одинаково) возвести в степень, равную числу  $k$  факторов, т.е. число состояний будет равно  $p^k$ .

В нашем случае, как сказано выше,  $k = 4$ . В приведённом выше уравнении  $x_1$  — это  $G_t$ ,  $x_2$  —  $n$ ,  $x_3$  —  $\theta_y$  и  $x_4$  —  $t_{\text{охл}}$ . Предположим, что они выбраны таким образом, чтобы не быть взаимосвязанными (коэффициент их корреляции  $r = 0$ ), а экспериментатор мог управлять каждым из них по своему желанию, т.е. варьировать их значения. Например, при исследовании дизеля 8ЧН 14/14 (ЯМЗ-8424)  $x_1 = 40 \text{ кг/ч}$ ,  $x_2 = 1700 \text{ мин}^{-1}$ ,  $x_3 = 17^\circ \text{ п.к.в.}$ ,  $x_4 = 348 \text{ К}$  ( $75^\circ \text{ C}$ ). Их интервалы варьирования составили соответственно  $17 \text{ кг/ч}$ ,  $400 \text{ мин}^{-1}$ ,  $4^\circ \text{ п.к.в}$  и  $15 \text{ К}$ . Число опытов в полном факторном эксперименте обычно значительно превосходит число определяемых коэффициентов линейной модели. Например, в нашем случае  $p^k = 2^4 = 16$ . Другими словами, для полного факторного эксперимента характерна избыточность опытов. И наиболее естественное желание экспериментатора — уменьшить это число. И это возможно: минимальное число опытов принимается равным числу коэффициентов математической модели, а приближение к нему служит мерой насыщенности плана.

Таким образом, насыщенность плана оказывается одним из возможных критериев оптимальности. И именно стремление удовлетворить этот критерий привело к созданию дробных реплик. На практике эта задача решается так.

Предположим, что мы хотим сократить число опытов с 16 до восьми. Для этого нужно новому фактору присвоить вектор-столбец матрицы, принадлежащий взаимодействию, которым можно пренебречь. В случае линейной модели такими взаимодействиями являются все парные факторы. Для обозначения дробных реплик, в которых  $p$  линейных эффектов приравнены к эффектам взаимодействия, удобно пользоваться условным обозначением  $2^{k-p}$ . Тогда полуреплика от  $2^4$  запишется в виде  $2^{4-1}$ . В соответствии с ней для исследуемого дизеля и был разработан план эксперимента, представленный в таблице. При этом матрица

планирования обладает общими для таких матриц свойствами: симметричностью относительно центра эксперимента, условием нормирования, ортогональностью и ротатабельностью.

Для реализации этого плана поршень оснастили 12 термопарами и провели его двойную термометрию на дизеле по разработанной автором методике. Её результаты приведены в той же таблице. Их обработка выполнялась автоматически с помощью специальной программы, что позволило получить среднее по двум измерениям значение, а в итоге — математическую модель следующего вида:

$$t_{n1 \text{ расч}} = 167,38 + 20,625x_1 - 5,625x_2 + 2,625x_3 + 7,875x_4.$$

Из этого уравнения следует, что наибольшее влияние на  $t_{n1}$  оказывает первый из четырех факторов — расход топлива: чем он больше, тем больше  $t_{n1}$ . Второе место занимает частота вращения коленчатого вала, причём её влияние противоположно влиянию  $G_t$ : чем она больше, тем  $t_{n1}$  меньше. На последнем месте — температура охлаждающей жидкости: чем она больше, тем больше  $t_{n1}$ .

Очевидно, что знание количественных соотношений этих закономерностей очень важно для практики: конструктору оно позволяет выбирать правильное, наиболее эффективное направление совершенствования дизеля, а эксплуатационнику — своевременно выявлять зарождающиеся в нём неполадки.

Предложенная модель, например, позволила автору проверить ряд статистических гипотез путём сравнения расчетных значений критериев с табличными. Так, он установил, что рассчитанный критерий  $G$  Кохрена равен 0,36, а табличное его значение  $G_{\text{табл}} = 0,68$ . Это свидетельствует о том, что гипотеза об однородности дисперсий принимается и гипотеза адекватности линейной модели, принятая по расчетному значению критерия Фишера  $F = 3,5$  при  $F_{\text{табл}} = 4,1$  тоже приемлема. Для уровня значимости 0,05 величина критерия  $t$  (критерия Стьюдента) составила 2,31, а доверительный интервал  $dn = 1,44$ , что меньше абсолютных значений коэффициентов в уравнении регрессии. Значит, все эти коэффициенты — значимы. По-

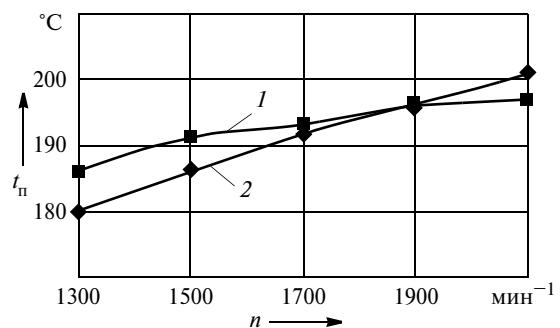


Рис. 2. Зависимость температуры поршня над верхним компрессионным кольцом дизеля ЯМЗ-8424 от частоты вращения коленчатого вала:

1 — расчёт; 2 — эксперимент

этому температуры  $t_{n1 \text{ расч}}$  поршня, рассчитанные по такому уравнению, сомнений не вызывают. Как и погрешности  $\Delta t$ , величина которых, как видно из таблицы, не превышает 2,9 K, или 1,8 %.

Имея математическую модель  $t_{n1} = f(G_t, n, \theta_y, t_{\text{окж}})$ , очевидно, легко определить температуру  $t_n$  поршня при любом сочетании всех четырёх рассматриваемых факторов. Так, зная зависимость  $G_t = f(n)$  при работе дизеля по внешней скоростной характеристике и подставляя в функцию отклика фиксированные значения остальных трёх факторов, получим зависимости  $t_{n1} = f(n)$  при любых фиксированных значениях  $G_t, \theta_y, t_{\text{окж}}$ , не прибегая к эксперименту на двигателе; зная зависимость  $G_t = f(n)$  — определить  $t_{n1} = f(G_t)$  и т.д.

Адекватность уравнения регрессии проверена не только расчётом, но и экспериментально, в условиях испытательного стенда. При этом установлено практически полное совпадение значение температур  $t_{n1}$ , полученных обоими способами. Это хорошо видно, например, из рис. 2, на котором приведены рассчитанная и измеренная зависимости этой температуры от скоростного режима работы дизеля. Как видим, значение  $\Delta t$  не превысило 6 K, или 3,33 %.

Уравнение регрессии, как упоминалось выше, является и инструментом диагностирования дизеля, позволяет выявить изменение температуры  $t_n$  поршня при нарушении условий его эксплуатации, не прибегая к

№ опыта	Факторы и их уровни					Натуральные значения факторов					Температура, K (°C)				Погрешность $\Delta t = t_{n1} - t_{n1\text{ср}}$	
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$\tilde{x}_1$	$\tilde{x}_2$	$\tilde{x}_3$	$\tilde{x}_4$	на первом уровне	на втором уровне	средняя	расчетная	абсолютная, K	%	
1	1	-1	-1	-1	-1	23	1300	13	60	411 (138)	417 (144)	414 (141)	414,9 (141,9)	-0,9	-0,6	
2	1	1	-1	1	-1	57	1300	21	60	464 (191)	462 (189)	463 (190)	461,4 (188,4)	1,6	0,9	
3	1	-1	-1	1	1	23	1300	21	90	421 (158)	425 (162)	423 (160)	425,9 (162,9)	-2,9	-1,8	
4	1	-1	1	-1	1	23	2100	13	90	422 (149)	420 (147)	421 (148)	419,4 (146,4)	1,6	1,1	
5	1	1	1	-1	-1	57	2100	13	60	444 (171)	440 (167)	442 (169)	444,9 (171,9)	-2,9	-1,7	
6	1	1	-1	-1	1	57	1300	13	90	472 (199)	476 (203)	474 (201)	471,9 (198,9)	2,1	1,1	
7	1	-1	1	1	-1	23	2100	21	60	412 (139)	410 (137)	411 (138)	408,9 (135,9)	2,1	1,5	
8	1	1	1	1	1	57	2100	21	90	464 (191)	466 (193)	465 (192)	465,9 (192,9)	-0,9	-0,5	

эксперименту. Так, если окажется, что при номинальном режиме работы дизеля температура охлаждающей жидкости повысилась до 373 К (100 °C), то это означает, что  $t_{n1}$  возросла как минимум на 7,9 % — до 489 К (216 °C). И если при этом расход топлива в одном из цилиндров из-за неправильной регулировки топливной аппаратуры окажется на 10 % выше номинального, то  $t_{n1}$  поршня превысит 498 К (225 °C), т.е. её суммарный рост составит ~17 К, или 8,2 %.

Очевидно, что уравнения регрессии, аналогичные рассмотренному, можно составить и для любых других точек поршня. И рассчитать эти модели, поскольку разработанная автором программа достаточно универсальна, позволяет смоделировать температурное

состояние каждой зоны поршня при различных комбинациях исследуемых факторов.

Таким образом, можно считать доказанным: применение математических методов планирования эксперимента выводит исследования на качественно новый уровень, резко повышая эффективность и КПД экспериментальных исследований.

### Литература

- Алдер Б.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. — М.: Наука, 1976. — 276 с.
- Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КрАЗ / Г.Д. Чернышев, А.А. Малышев, Н.С. Ханин и др. Под ред. Н.С. Ханина. — М.: Машиностроение, 1974, — 288 с.

УДК 532.135

## О ПОВЕРКЕ ИМИТАТОРОВ CCS-2100 И CCS-2100LT ХОЛОДНОЙ ПРОКРУТКИ ДВИГАТЕЛЯ

**A.A. ЦУРКО**

Балтийский ГТУ "ВОЕНМЕХ" имени Д.Ф. Устинова  
(8.921. 980-35-54)

Проанализирована методика поверки МП 2302-0005—2011 "Имитаторы холодной прокрутки двигателя модификаций CCS-2100 и CCS-2100LT. Методика поверки".

**Ключевые слова:** динамическая вязкость, рабочие эталоны вязкости, стандартные образцы, поверка средств измерений, контроль качества моторных масел, испытание рабочих эталонов динамической вязкости.

Tsurko A.A.

ON VERIFICATION IMITATORS COLD CRANKING ENGINE CCS-2100 AND CCS-2100LT

The method of verification МП 2302-0005—2011 "Simulators cold cranking the engine modifications CCS-2100 and CCS-2100LT. Methods of verification" is analyzed.

**Keywords:** dynamic viscosity, the viscosity of working standards, reference materials, calibration of measuring instruments, quality control, motor oil, test the working standards of the dynamic viscosity.

В настоящее время в мире эксплуатируются сотни миллионов поршневых ДВС, ни один из которых не может обойтись без моторного масла, основные задачи которого — обеспечить надёжный пуск двигателя при отрицательных и положительных температурах, а также предотвратить преждевременный износ трущихся деталей, пригорание поршневых колец, уменьшить количество отложений на деталях и т.д. И на это, естественно, реагирует рынок: он предлагает множество вариантов моторных масел, которые по своим физико-химическим свойствам отличаются (и порой существенно) друг от друга. Прежде всего — по вязкости при различных температурах. В связи с этим масло для каждой модели двигателя приходится подбирать, причём процесс подбора всегда был связан с большими затратами труда и времени.

Однако в последние годы положение начало меняться в лучшую сторону. Например, в 2011 г. на российском рынке лабораторного оборудования стали появляться автоматические имитаторы CCS-2100 и CCS-2100LT холодной прокрутки двигателя производства американской фирмы "Канон инструментс",

предназначенные для определения динамической вязкости моторного масла в диапазоне температур от 238 до 268 К (от минус 35 до минус 5 °C) и имитации холодного пуска двигателя в условиях, максимально приближенных к условиям реальной эксплуатации. Технические характеристики таких приборов приведены в таблице.

Эти имитаторы холодной прокрутки состоят из механизма, имитирующего холодную прокрутку двигателя, измерительной ячейки, вакуумного насоса и насоса для промывки измерительной ячейки, а реализуемый с их помощью метод определения вязкости исследуемого масла предельно прост: масло заливают в имитатор, измеряют скорость вращения ротора и сравнивают её с калибровочной (эталонной) кривой.

Для того чтобы эти приборы могли применяться в сфере государственного регулирования ОЕИ, они, естественно, должны проходить государственные первичную, периодическую, внеочередную или эксперт-

Характеристика	Модель имитатора	
	CCS-2100	CCS-2100LT
Диапазон измерений динамической вязкости, мПа·с	1500...27 000	
Допускаемая относительная погрешность определения динамической вязкости, %	$\pm 5$	
Диапазон рабочих температур исследуемого образца, К (°C)	238...268 (−35...−5)	233...268 (−40...−5)
Допускаемая абсолютная погрешность измерений и поддержания температуры, К	$\pm 0,05$	
Габаритные размеры, мм:	660 × 333 × 711	
Масса, кг	177	
Срок службы, лет	10	
Частота питания, Гц	50...60	
Потребляемая мощность, В·А	75	
Условия эксплуатации: температуры окружающей среды, К (°C) относительной влажности, %	288...303 (+15...+30) 10...90	

ную поверки [1]. Но для их проведения необходимы соответствующие методики и нормативные документы.

Казалось бы, проблем здесь нет. Специалисты ВНИИМ имени Д.И. Менделеева при утверждении типа данных приборов, разработали следующий пакет документов: программа испытаний в целях утверждения типа средства измерений; отчет об испытаниях, подтверждающий соответствие характеристик средства измерений требованиям, установленным в технической документации; описание типа; методика поверки и свидетельство об утверждении типа.

В этих документах содержится информация, относящаяся к поверке приборов утвержденного типа. В частности, оговаривается, что при поверке приборов CCS-2100 и CCS-2100LT должны применяться жидкости "100" и "200", приготовленные по МИ 1289-86 "Жидкости градуировочные. Методика приготовления". Первая жидкость состоит из 38 % трансформаторного масла по ГОСТ 9829 и 62 % индустриального масла И-50А по ГОСТ 20799, а вторая — 12 % трансформаторного масла и 88 % индустриального масла И-50А (ГОСТы те же, что и для первой жидкости). Причём особо подчёркивается, что обе градуировочные жидкости должны быть аттестованы с относительной погрешностью, не превышающей  $\pm 1\%$  [2].

Однако на практике всё оказалось не так просто. Как видим из технических характеристики обоих имитаторов, они рассчитаны на работу с градуировочными жидкостями в диапазоне температур от 238 до 268 К (от минус 35 до минус 5 °C). Но названные выше жидкости "100" и "200" в этом диапазоне никто не исследовал, а значит, они не пригодны для поверки данных имитаторов холодной прокрутки.

В настоящее время в РФ существуют лишь стандартные образцы динамической вязкости жидкости в диапазоне значений от 2 до  $10^5$  мПа · с и в интервале температур от 293 до 373 К (от 20 до 100 °C), аттестуемые с относительной погрешностью при доверительной вероятности 95 %, не превышающей  $\pm 0,2\%$  в диапазоне динамической вязкости от 2 до 30 000 мПа · с, и  $\pm 0,3\%$  — в диапазоне динамической вязкости от 30 000 до 100 000 мПа · с [3]. Стандартные образцы динамической вязкости жидкости, аттестованные при температурах ниже 273 К (0 °C), в РФ не производятся. В связи с этим автором данной статьи был разработан проект технического задания "Низкотемпературные рабочие эталоны динамической вязкости", в котором учтены все технические требования, предъявляемые документацией на имитаторы CCS-2100 и CCS-2100LT холодной прокрутки двигателя, а также приведена методика испытаний названных выше стандартных образцов, в основу которой положен ротационный метод измерения динамической вязкости жидкости, обладающей, как показывает анализ, по сравнению с другими методами, рядом несомненных преимуществ: более широким диапазоном измерения вязкости, а также поддержания температур, высокая точность получаемых результатов. При этом в качестве технического средства, применяемого при испытании низкотемпературных эталонов динамической вязкости (НТРЭВ), принят вискозиметр "Штабингера SVM 3000" австрий-

ской фирмы "Антон Пар", который внесён в "Государственный реестр средств измерений Российской Федерации" под номером 45144-10, ГЦИ СИ ФГУ "Ростест-Москва".

Этот вискозиметр состоит из ячеек двух типов — измерения вязкости и плотности жидкости, электронного термостата, блока обработки измерительной информации, жидкокристаллического дисплея и клавиш управления, конструктивно объединенных в одном корпусе. Причём главные его элементы — это, очевидно, измерительные ячейки. Поэтому рассмотрим их.

Принцип действия первой ячейки, ячейки измерения вязкости, заключается в измерении условной скорости вращения измерительного (внутреннего) ротора, помещенного в цилиндр (внешний ротор), который заполнен образцом исследуемой жидкости и вращается с постоянной угловой скоростью.

Скорость вращения внутреннего ротора зависит от вязкости жидкости. Измеряется она с помощью магнита, которым ротор удерживается в осевом направлении. Магнит встроен в ротор и вместе с ним создает вращающееся магнитное поле, которое возбуждает вихревые потоки в наружном медном корпусе и формирует импульсный сигнал, частота следования которого равна частоте вращения внутреннего ротора. Этот сигнал поступает в электронный блок, где обрабатывается, и окончательный результат измерения высвечивается на дисплее в единицах вязкости.

Принцип измерения плотности образца жидкости основан на измерении резонансной частоты собственных колебаний чувствительного элемента, выполненного из боросиликатного стекла в виде U-образной трубы, в которую помещается образец испытуемой жидкости. А так как значение этой частоты при неизменных геометрических и механических характеристиках чувствительного элемента является функцией его температуры, то это позволяет определять плотность испытуемой жидкости. Такое одновременное измерение вязкости и плотности исследуемого образца при одинаковых условиях обеспечивает возможность автоматического пересчёта результатов измерения из динамической вязкости в кинематическую [4].

Основные технические характеристики вискозиметра "Штабингера SVM 3000" приведены ниже.

Диапазон измерений:

динамическая вязкость, мПа · с . . . . .	от 0,2 до 20 000
кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с . . . . .	от 0,2 до 20 000
плотности, кг/м <sup>3</sup> . . . . .	от 650 до 2000

Допускаемая относительная погрешность измерения вязкости, %:

в диапазоне от 3 мПа · с . . . . .	$\pm 0,5$
до 10 000 мПа · с . . . . .	$\pm 0,5$

в диапазоне выше 10 000 мПа · с . . . . .	$\pm 1,0$
---	-----------

Диапазон рабочих температур, К (°C) . . . . . 233...373  
(-40...-100)

Допускаемая абсолютная погрешность измерения:

плотности, кг/м <sup>3</sup> . . . . .	$\pm 0,5$
температуры, К . . . . .	$\pm 0,2$

## Литература

- Федеральный закон Российской Федерации от 26 июня 2008 г. N 102-ФЗ "Об обеспечении единства измерений". Опубликован 2 июля 2008 г. в "Российской Газете". — [Электронный ресурс]. // URL: <http://base.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc;base=LAW;n=155151> (10.02.2015).
- Методика поверки МП 2302-0005-2011 "Имитаторы холодной прокрутки двигателя модификаций CCS-2100 и CCS-2100LT. Методика поверки". Утверждена ФГУП "ВНИИМ им. Д.И. Менделеева" 09. 11. 2011 г.
- Каталог "Стандартные образцы нефти и нефтепродуктов "ФГУП ВНИИМ им. Д.И. Менделеева". — [Электронный ресурс]. // URL: <http://lab2302.ru/files/%20ИТОГ%20-%20копия.pdf> (10.02.2015).
- Федеральный информационный фонд по обеспечению единства измерений РОССТАНДАРТ. Сведения об утвержденных типах средств измерений. З [Электронный ресурс]. //URL: <http://dp.vniims.ru/TSI/A6C5-2DCA4E7331DD.pdf> (10.02.2015).

УДК 629.113.001

## О ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ НА РОЛИКОВЫХ СТЕНДАХ

Д.В. ЗИНОВЧУК; д-р техн. наук С.М. МОРОЗ

МАДИ (499. 151-03-71)

*Рассмотрены методические погрешности измерения тормозных сил и количественной оценки тормозных систем автомобилей на роликовых стендах силового типа.*

**Ключевые слова:** автомобильное средство (АТС), роликовый стенд для проверки тормозных систем, тормозная сила, порог проскальзывания, погрешность.

Zinovchuk D.V., Moroz S.M.

ABOUT MEASUREMENT METHOD OF THE BRAKE FORCE  
ON THE ROLLER BRAKE TESTER

*This work provides the overview of the methodic metering errors of the measurement of brake force and quantitative assessment of vehicles' break system on the roller break tester.*

**Keywords:** vehicle, roller brake tester, brake system, slip threshold, metering error.

Первые технические средства диагностирования создавались для одной цели — поиска неисправностей АТС. Погрешности измерений при таком применении не мешают выявлению места неисправностей: диагностисты накапливают результаты проверок работоспособных и неисправных АТС и сравнивают показатели однотипных узлов, в результате чего выявляется неисправный узел. Однако с введением диагностирования в технический осмотр АТС погрешности измерений и величины нормативов приобрели решающее значение: от них стала зависеть возможность допуска транспортного средства к дальнейшей эксплуатации.

На этой почве стали опротестовывать результаты проверок, причём наиболее часто при проверках АТС на роликовых тормозных стенах. И не без оснований: опыт показывает, что стенды разных производителей дают расхождения в своих показаниях. Хотя, казалось бы, этого не должно быть. Ведь во всех автомобилизованных странах при ТО, ТР и техническом осмотре АТС тормозные системы проверяют на роликовых стенах силового типа, работающих по одному и тому же принципу: тормозная сила, т.е. реакция опорной поверхности на колесо, вызывающая замедление колеса или АТС, создается в контакте колеса по меньшей мере с одним роликом за счёт подвода энергии от электропривода. При этом для оценки тормозных систем используются наибольшие значения тормозных сил.

И технология измерений, по сути, одна: на стенде измеряют пять параметров — тормозную силу; массу, приходящуюся на колесо; частоту его вращения; мо-

мент времени, когда начинается торможение, и усилие на органе управления. Затем для каждой из тормозных систем (рабочая, стояночная, аварийная) оценивают удельную тормозную силу  $\gamma$  и относительную разность  $\Delta F_j$  тормозных сил колес на каждой оси. Причём формулы для такого расчёта тоже одни и те же:

$$\gamma = \frac{\sum P_{T_i}}{M_g} \text{ и } F_j = \left| \frac{P_{T_{\text{пп}}} - P_{T_{\text{тл}}}}{P_{T_{\text{max}}}} \right| 100.$$

В них  $P_{T_i}$ ,  $P_{T_{\text{пп}}}$ ,  $P_{T_{\text{тл}}}$ ,  $P_{T_{\text{max}}}$  — регистрируемая приборами стенд тормозная сила  $P_{T_i}$   $i$ -го колеса (правого, левого) и наибольшая  $P_{T_{\text{max}}}$  из последних двух тормозных сил  $j$ -й оси соответственно,  $M_g$  — масса АТС в момент измерения.

Нормативы оценочных параметров установлены техническим регламентом Таможенного союза "О безопасности колесных транспортных средств" и ГОСТ Р 51709—2001 [1, 2]. Согласно им, относительная погрешность измерений на тормозных стенах для тормозных сил и массы АТС не должна превышать 3 %; усилия на органе управления — не более 7 %.

Положение, на первый взгляд, исправлено. Однако, повторяя, хорошо известно, что результаты измерений, например, тормозных сил одного и того же АТС при проверке на стенах разных изготовителей весьма значительно расходятся. То есть к получаемым на них результатам нужно относиться очень и очень осторожно. Так, редакция журнала "За рулем" провела эксперимент: один и тот же автомобиль "Опель Астра" был проверен на стенах разных изготовителей, и получены результаты, приведённые в табл. 1. В коммен-

Таблица 1

Пункт технического осмотра	Измеренные значения		Удельная тормозная сила	
	масса автомо- билия, кг	сумма тор- мозных сил, Н	расчи- танное значение	норма- тив
ПГТО "Ясенево"	1260	5570	0,45	0,53
СТО GM №1	1320	5040	0,39	0,53
СТО GM №2 (стенд №1)	1090	8040	0,75	0,53

тиариях они, разумеется, не нуждаются. Кроме одного: такие расхождения показаний обусловлены в первую очередь неопределенностями регламентации метода измерения тормозных сил, что подтверждает табл. 2, показывающая современную нормативную регламентацию по ГОСТ Р 51709.

Как видим, нормативный документ не требует измерения времени воздействия на орган управления тормозами. Оператор просто должен воздействовать на педаль тормоза в течение 2...3 с, контролируя этот интервал субъективно, что, конечно же, влияет на результат измерения тормозных сил [3]. Есть в нём и трудновыполнимые требования. Например, на очистку и сушку шин в осенне-зимний период тратится времени больше, чем на всю проверку на стенде, а также расходуется много электроэнергии на работу обдувочных вентиляторов. Поэтому это требование зачастую не выполняется.

Но еще более существенно влияет на результаты измерений таких нерегламентируемых ГОСТ Р 51709 и неконтролируемых параметров, как выбор величины порога проскальзывания, перекос АТС при его установке на стенде и температура колесных тормозных механизмов. Проскальзывание  $\lambda$  колеса на роликовых стенах — это несоответствие окружной скорости  $v_k$  колеса окружной скорости  $v_p$  вращения рабочей поверхности роликов стенда:

$$\lambda = \frac{v_p - v_k}{v_p} 100.$$

Порог проскальзывания задаёт изготавитель стенда как константу, при которой фиксируется значение тормозной силы колеса и происходит автоматическое отключение привода стенда. Обычно это значение лежит в интервале 0,13...0,35. И чем оно меньше, тем больше погрешность измерения (рис. 1).

Известно, что перекос АТС на инерционных и площадочных стенах сильно влияет на погрешность измерения тормозных сил [5]. Однако для роликовых стендов силового типа это никто не исследовал. Следовательно, никто и не учитывает.

Согласно ГОСТ Р 51709, температура тормозных механизмов при проверке на роликовом тормозном стенде должна быть не более 100 °C. Но требования по ее проверке отсутствуют и влияние нагрева колесных тормозных механизмов на погрешность измерения тормозных сил не учитывается.

На оценку тормозных систем помимо методической погрешности измерения тормозных сил и массы АТС, влияет и методическая погрешность вычисления

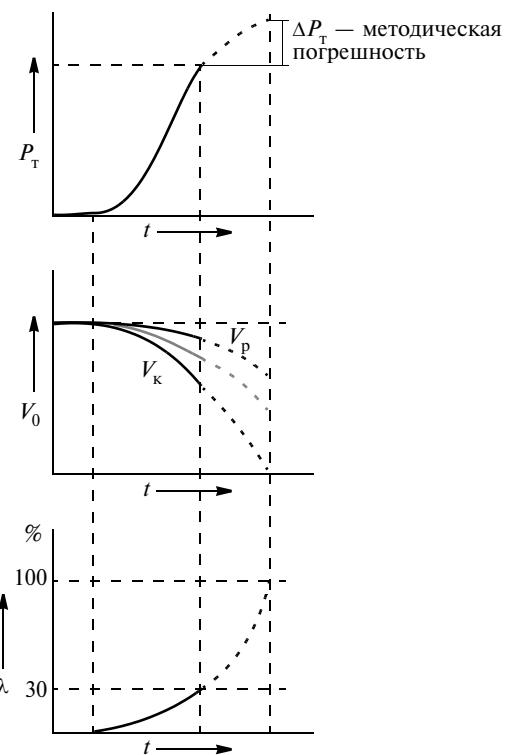


Рис. 1

удельной тормозной силы и относительной разности тормозных сил колес оси. При этом результат измерения тормозной силы на отстающем колесе зависит от выбора момента одновременной регистрации тормозных сил левого и правого колес оси (рис. 2). Поэтому говорить о точности получаемых при этом значений удельной тормозной силы и относительной разности тормозных сил колёс оси не приходится.

Таким образом, положение с тормозными роликовыми стенда неоднозначно. С одной стороны, они — хороший инструмент оценки работоспособности тормозных систем АТС, а с другой — при проверках на стенах разных изготавителей имеют место погрешности. То есть существует вероятность того, что к дальнейшей эксплуатации будет допущено неисправное АТС, а удовлетворяющее нормативным требованиям, наоборот, допуска не получит.

Каков же выход из такого положения? Выход есть. Целесообразно экспериментально проверить необходимость нормативной регламентации конкретной величины порога проскальзывания для изготавителей стендов, измерения температуры колесных тормозных механизмов и смягчения жесткого требования сухих и

Таблица 2

Условия проверки (состояние АТС и стенд)	Режимы функционирования тормозной системы
Коэффициент сцепления роликов известен; тормозные механизмы — "холодные"; шины АТС — чистые и сухие; давление в шинах — нормативное; для АТС категорий М1 и Н1 наличие пассажира обязательно	Двигатель — работает, передача — в положении "нейтраль", мосты — отключены, дифференциалы — разблокированы; время приведения в действие органа управления — 2...3 с; усилие на органе управления — заданное; направление вращения колес соответствует движению вперед

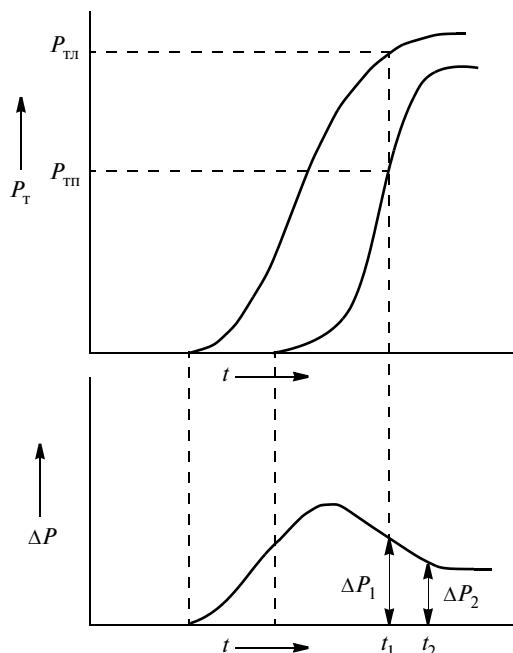
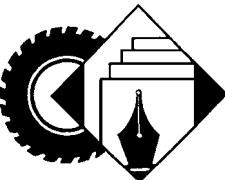


Рис. 2

чистых шин при выполнении проверки. Полученные результаты исследования следует использовать при подготовке нового стандарта по методам проверки безопасности АТС в эксплуатации в соответствии с Техническим регламентом Таможенного союза "О безопасности колесных транспортных средств", ведущейся с 2014 г.

#### Литература

1. Технический регламент Таможенного союза (ТРТС 018/2011) "О безопасности колесных транспортных средств".
2. ГОСТ Р 51709—2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки.
3. Зелик А.И. Исследование и разработка методов и средств диагностики тормозных систем автомобилей: автореф. дис. на соиск. степ. канд. техн. наук (05.22.11) / Зелик Александр Иванович; Московский автомобильно-дорожный институт. — Москва, 1973. — 25 с.
4. Пиковая комбинация // За рулем. 2001. № 5. С. 10...11.
5. Федотов А.И. Анализ конструктивных и метрологических параметров площадочных стендов для контроля тормозных систем автомобиля / А.И. Федотов, В.Г. Власов // ААИ. 2013. № 2. С. 36...43.
6. Бойко А.В. Совершенствование метода диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стенах с беговыми барабанами: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / Бойко Александр Владимирович. — Иркутск, 2008. — 196 с.



## ИНФОРМАЦИЯ

### Коротко о разном



Компания "Ягуар — Ленд Ровер" ведет работу над "**технологией прозрачного трейлера**" (*transparent trailer*), которая поможет полностью исключить слепые зоны во время поездок с прицепом. Она позволит водителю четко видеть все автомобили, приближающиеся сзади, и чувствовать себя более уверенно при маневрировании.

Прототип устройства, установленный на "Рейндж Ровер", получает данные от системы камер кругового обзора автомобиля, включающей встроенную камеру заднего вида и камеры боковых зеркал, которые дополняются также данными с беспроводной цифровой камеры, установленной на задней части прицепа. Полученные видеосигналы используются для создания единого изображения, благодаря которому прицеп не ухудшает обзорности позади автомобиля. Видеоряд в режиме реального времени автоматически выводится на зеркало заднего вида в салоне тягача.

По словам д-ра Вольфганга Эппле, директора компании по исследованиям и технологиям, прототип системы способен создавать изображение высокого качества, которое не искается под влиянием других участников движения или препятствий. Это значит, что водителю будет представлена достоверная информация для принятия безопасных и эффективных решений при движении и маневрировании, что сделает путешествия с прицепом более комфортными и безопасными.

При движении задним ходом изображение с камеры, расположенной на прицепе, проецируется на экран мультимедийной системы автомобиля. Линии направления движения позволяют контролировать положение как автомобиля-тягача, так и трейлера.

Во многих случаях водителю необходимо контролировать обстановку не только вокруг прицепа, но и внутри него. Для этого предназначена "**технология Cargo Sense**" — инновационное решение, позволяющее оптимизировать загрузку трейлера для более безопасного вождения.

Система получает данные с беспроводной камеры, расположенной непосредственно в прицепе, а также от датчиков давле-

ния на полу. Она не только помогает оптимально распределить загрузку трейлера, но также информирует водителя о случаях, когда его груз — будь то коробки, антикварная мебель, антикварный автомобиль или лошадь — непредсказуемо перемещается по трейлеру во время движения.

Предупреждая водителя о возможных проблемах с грузом или лошадью, система отправляет сигнал "*check cargo*" ("проприте груз") на приборную панель автомобиля. Кроме того, данная технология позволяет вывести видеотрансляцию из трейлера на экран мультимедийной системы. Просмотр трансляции во время движения автомобиля доступен только для пассажира, при этом водитель также может посмотреть видео происходящего в трейлере при остановке автомобиля.

Дистанционно проверять статус трейлера и груза позволяет водителю специальное **мобильное приложение Cargo Sense**. Если владелец лошади находится на расстоянии от трейлера, например, идет на конное мероприятие, система автоматически оповещает его через смс в случае, если лошадь испытывает тревогу, или температура в трейлере превысила безопасные значения, или зафиксирована попытка проникновения в трейлер.



# Содержание

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

<b>Свешинский В.О.</b> — О некоторых попытках государственного регулирования в автомобильной промышленности .....	1
<b>АСМ - факты</b> .....	3

## КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

<b>Гусаков С.В., Марков В.А., Мохсен Ахмадниа</b> — Расчетные исследования автомобильного двигателя на режимах испытательных циклов .....	4
<b>Чернова Г.А., Синьков А.В., Сторчак Н.А.</b> — Вибрационные характеристики карданной передачи автобуса "Волгабус Ритмикс" .....	7
<b>Дубовик Е.А.</b> — Динамическая модель гидропневматического аккумулятора гидромеханической системы .....	9
<b>Железнов Р.Е., Железнов Е.И.</b> — О влиянии односторонних прицепов при торможении .....	12
<b>Алиев А.Я., Алиев С.А., Изберов Р.М.</b> — Интегрированный стартер-генератор для энергоэффективных транспортных средств .....	14
<b>Мамити Г.И.</b> — Новое уравнение движения, тяговый расчет, определение площади фронтального сечения и высоты центра парусности автомобиля .....	16
<b>Пожидаев С.П.</b> — Оценка энергетического КПД автомобиля при его разгоне .....	19

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

<b>Воробьев Ю.В., Килимник А.Б., Дунаев А.В.</b> — Снижение расхода топлива автотракторными ДВС приёмами механохимии .....	21
<b>Антипенко Г.Л., Судакова В.А., Шамбалова М.Г.</b> — Относительные угловые перемещения валов — критерий оценки технического состояния зубчатых передач трансмиссий .....	23
<b>Ширяев С.А., Раюшкина А.А., Дулина Н.В., Сиволов-бов Н.М.</b> — Система школьных перевозок: опыт, оценка, тенденции развития .....	28
<b>ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ</b>	
<b>Лошаков П.А.</b> — Планирование и реализация многофакторного эксперимента — путь к повышению эффективности исследований .....	32
<b>Цурко А.А.</b> — О поверке имитаторов CCS-2100 и CCS-2100LT холодной прокрутки двигателей .....	35
<b>Зиновчук Д.В., Мороз С.М.</b> — О точности измерения тормозных сил на роликовых стендах .....	37
<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	
<b>Коротко о разном</b> .....	39

Технический редактор Шацкая Т.А.

Корректор Сажина Л.И.

Сдано в набор 29.07.2015. Подписано в печать 22.09.2015.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Канцлер".

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: [www.aov.ru](http://www.aov.ru)

---

## ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

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

E-mail: [avtoprom-atd@mail.ru](mailto:avtoprom-atd@mail.ru)

[www.mashin.ru](http://www.mashin.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.

**Главный редактор Н. А. ПУГИН**

**Зам. главного редактора Р.В. Козырев**

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

<b>Балабин И.В.</b> — д-р техн. наук, профессор Университета машиностроения (МАМИ)
<b>Бахмутов С.В.</b> — д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"
<b>Гирицкий О.И.</b> — д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ
<b>Гладков В.И.</b> — канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИАвтоПром"
<b>Ковригин А.С.</b> — зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"
<b>Круглов С.М.</b> — зам. генерального директора ОАО "НИИАвтоПром"
<b>Ксеневич Т.И.</b> — канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"
<b>Купеев Ю.А.</b> — канд. техн. наук, научный консультант НИИАЭ, профессор, доктор электротехнических наук АЭН
<b>Мамити Г.И.</b> — д-р техн. наук, профессор Горского Агрониверситета (Владикавказ)
<b>Марков В.А.</b> — д-р техн. наук, профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана
<b>Николаенко А.В.</b> — д-р экон. наук, ректор Университета машиностроения (МАМИ)
<b>Никульников Э.Н.</b> — канд. техн. наук, НИЦИАМТ ГНЦ "НАМИ"
<b>Пашков В.И.</b> — АМО "ЗИЛ"
<b>Сорокин Н.Т.</b> — д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России
<b>Тер-Мкртичян Г.Г.</b> — д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"
<b>Титков А.И.</b> — канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"
<b>Филимонов В.Н.</b> — ответственный секретарь "АП"

## Белорусский редакционный совет:

<b>Альгин В.Б.</b> — д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларусь
<b>Егоров А.Н.</b> — генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"
<b>Захарик А.М.</b> — канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"
<b>Кухаренок Г.М.</b> — д-р техн. наук, профессор БНТУ
<b>Мариев П.Л.</b> — д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларусь
<b>Николаев Ю.И.</b> — главный конструктор ОАО "МЭКТ"
<b>Сазонов И.С.</b> — д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-российского университета (Могилев)
<b>Харитончик С.В.</b> — д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"