ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

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

№ 4 • апрель• 2014

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113

ПРОБЛЕМЫ И ТЕНДЕНЦИИ ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РАЗВИТИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ,** кандидаты техн. наук **В.И. СТРОГАНОВ** и **В.И. ВОЛОВАЧ**
Поволжский ГУ сервиса (8482. 63-71-40), МАДИ (ГТУ)

Рассматриваются результаты исследования проблем и тенденций развития направления электромобилестроения.

Ключевые слова: *электромобиль, качество, надежность, компонентная область.*

Kozlovskiy V.N., Stroganov V.I., Volovach V.I.

PROBLEMS AND TRENDS PROJECTS AND TECHNOLOGICAL DEVELOPMENT ELECTRIC VEHICLES

The results of studying the problems and trends of direction electric vehicles are considered.

Keywords: *electric vehicles, quality, reliability, component area.*

Анализ развития мирового рынка показывает, что электромобиль в глазах потребителя становится все более серьезной альтернативой легковому автомобилю. Так, глобальные продажи электромобилей в 2013 г., согласно отчетам аналитического агентства BNFF, составили 225 тыс. шт. В 2012 г. 46 % их продаж приходилось на США и по 23 % – на Европу и Японию. Более того, сегодня почти треть американских покупателей заинтересована именно в покупке электромобиля. Для них это второй автомобиль в семье.

Не меньше потенциальных покупателей, как сообщает экспертная группа "Ипсос", и в других странах. Например, в Израиле 57 % водителей заинтересованы в покупке электромобиля, в Дании – 40, в Австралии – 39, в Канаде – 35 %. Причем почти половина потребителей, охватывающая все их демографические группы, готова рассмотреть вопрос о переходе с автомобиля с бензиновым двигателем на электромобиль.

Причины такого интереса иллюстрируют диаграммы потребительских качеств обычного автомобиля и электромобиля (см. рисунок). Так что точка зрения тех специалистов, которые утверждают, что по самым скромным прогнозам сегмент мирового рынка транспортных средств на электротехнологиях уже к 2016 г. определяется в 700 тыс. ед., не кажется слишком оптимистичным.

Таким образом, потребительский спрос "подталкивает" производителей к организации если не массового, то крупносерийного производства электромобилей. Однако результаты исследований, выполненных авторами предлагаемой вниманию читателей статьи, показывают, что для успешного развития электромобилестроения необходимо решать как минимум три главных набора проектно-технологических проблем: обеспечить большой запас электроэнергии в тяговой аккумулуяторной батарее (ТАБ), создать наукоемкий и экономичный электропривод колес (ЭПК), а также реализовать алгоритмы оптимального управления ТАБ и ЭПК. И, кроме этого, решить ряд дополнительных проблем – таких, как снижение массы электромобиля и затрат на его производство и эксплуатацию, организация взаимодей-

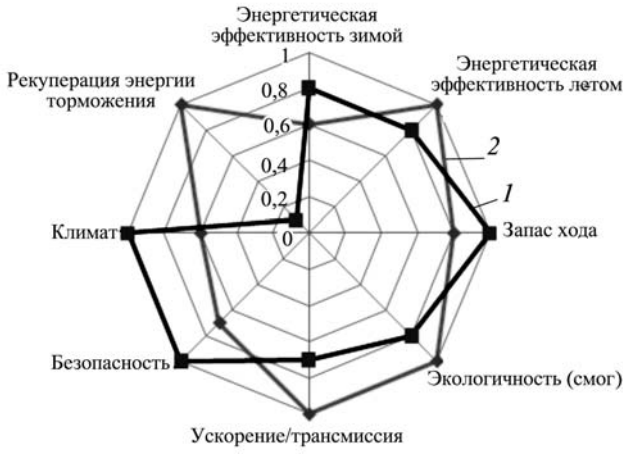

Диаграмма сравнения потребительских характеристик обычного автомобиля (1) и электромобиля (2)

© ISSN 0005-2337. ООО "Издательство Машиностроение", "Автомобильная промышленность", 2014 г.

ствия электромобиля и соответствующей инфраструктуры поддержания качества его функционирования в период эксплуатации.

Этот вывод подтверждается и результатами исследования американской экспертной группы PH&EV, которые показывают: несмотря на наличие желания изменить экологическую ситуацию, стать частью устойчивого развития транспортных технологий, потребитель, чтобы принять положительное решение о покупке электромобиля, требует: пробег электромобиля между подзарядками тяговых аккумуляторных батарей должен быть как можно более близким к пробегу между заправками топливного бака автомобиля, уровень информативности дисплеев, отражающих фактический уровень зарядки ТАБ, высоким, а сервисная сеть – развитой.

Рассмотрим перечисленные выше проблемы.

Сравнение энергетической эффективности обычного автомобиля и электромобиля показывает, что существующий уровень научного и технологического развития автомобилестроения пока еще не позволяет существенно, по сравнению с обычным автомобилем, снизить уровень потребления энергии электромобилем. Так, если полная масса таких АТС одинакова, то на их движение затрачивается одна и та же энергия, равная в среднем 12,7 кВт·ч/100 км. При этом в автомобиле 51,2 кВт·ч/100 км превращается в теплоту, 6...10 кВт·ч/100 км которой используется на отопление, а 40...50 кВт·ч/100 км уходит в атмосферу. В электромобиле на обогрев салона уходят те же 6... 10 кВт·ч/100 км и 47,4 кВт·ч/100 км – чистые потери. В том числе 40 кВт·ч/100 км – связанные с преобразованием теплоты в электроэнергию, 5,4 – с зарядкой ТАБ и 2 кВт·ч/100 км – с передачей энергии от зарядной электростанции. Таким образом, у первого из этих АТС сумма затраченной энергии составляет 64 кВт·ч/100 км, а у второго – 61 кВт·ч/100 км. Разница – ~5 %. Но на одной заправке автомобиль проходит 400...500 км, а на одной зарядке ТАБ – в 3...4 раза меньше. То есть область эффективного использования электромобилей гораздо уже, поэтому без существенного удорожания конструкции ТАБ ее расширение стало одним из наиболее перспективных направлений развития науки и технологий.

Известно, что свинцово-кислотные ТАБ могут отдавать мощность на уровне 90 Вт·ч/кг, а литиево-ионные – 175 Вт·ч/кг (теоретический максимум – более 300 Вт·ч/кг). Что явно недостаточно. Но выход из этого положения, по мнению авторов, есть. Он – в сочетании литий-ионных батарей и суперконденсаторов. При таком решении может быть достигнута очень высокая удельная мощность с высокой плотностью энергии.

Еще одной существенной проблемой является жизненный цикл ТАБ, а точнее – ее долговечность, которая, как известно, с ростом числа циклов ее перезарядки существенно снижается. И здесь могут помочь, во-первых, то же сочетание "литий-ионная батарея – конденсатор" и, во-вторых, электронные системы оптимизации процессов заряда–разряда ТАБ, а также синтез новых материалов, обеспечивающих больший объем энергетических циклов.

Следующий проблемный вопрос, касающийся ТАБ, – ее стоимость. Сегодня стоимость производства единицы ТАБ для электромобилей составляет 750...2000 амер. долл. и зависит от применяемых материалов и сложности системы управления, ограничивающей ее перезарядку: чем больше сот входит в состав ТАБ, тем выше ее стоимость. Например, современные ТАБ включают от четырех до восьми сот, поэтому стоимость комплексов ТАБ может отличаться в ~2 раза.

При рассмотрении данного вопроса, по-видимому, необходимо учитывать то, что затраты на традиционные энергоносители (бензин) продолжают расти, а цены на ТАБ в связи с совершенствованием их технологии производства будут уменьшаться. То есть разница между затратами на эксплуатацию автомобиля и электромобиля будет становиться все меньше.

Электропривод колес, т.е. тяговые электродвигатели, выполняют функции забора энергии из ТАБ и обеспечения движения электромобилей. У них, по сравнению с ДВС, есть ряд несомненных преимуществ. Главное из них состоит в том, что ДВС, как правило, не в состоянии обеспечить достаточный крутящий момент на низких скоростях движения автомобиля, потому что для поддержания таких скоростей используется лишь малая часть (например, при v = 50 км/ч – до 10 %) мощности, а бóльшая часть – только на режимах ускорения при движении на высокой скорости. Конструкция же тягового электродвигателя обеспечивает максимальный крутящий момент уже в самом начале движения (старта) электромобиля, что позволяет снижать его номинальную мощность. Во-вторых, масса электродвигателя всегда меньше массы ДВС. Тем более что масса специальных электродвигателей гораздо меньше массы электродвигателей промышленного и бытового применения. Такой результат достигается за счет того, что элементы активной зоны, постоянные магниты специальных электродвигателей, выполняются из редкоземельных материалов: лантан, неодим, диспрозий и тербий. Правда, эти редкоземельные элементы из-за значительной трудоемкости добычи ресурсов имеют высокую стоимость. Кроме того, бóльшая часть мировых запасов редкоземельных металлов сосредоточена на территории Китая, что создает стратегическую зависимость центров по созданию электромобилей от этой страны. Но в последнее время появилась информация о том, что уже созданы первые образцы синтетических материалов, способные конкурировать с природными материалами, что может снизить стоимость электродвигателей на 25 %.

Таким образом, тяговый электродвигатель вполне конкурентоспособен по отношению к ДВС. Хотя есть и недостаток: спектр технологий производства, в отличие от спектра технологий производства ТАБ, ограничен. В него входят, по сути, лишь два варианта – электродвигатели постоянного (с возбуждением от постоянных магнитов) и переменного (с электромагнитным возбуждением) тока.

Тяговый электродвигатель с возбуждением от постоянных магнитов дорог в производстве, требует реализации сложных алгоритмов управления, а также дает существенную пульсацию крутящего момента. Однако с такой пульсацией уже научились бороться: ее уменьшают путем увеличения числа полюсов обмотки статора. В результате кривая крутящего момента сглаживается, средний крутящий момент возрастает, двигатель на разных режимах работает более плавно. Кроме того, разработан способ увеличения его крутящего момента и скорости вращения ротора (увеличение тока, подаваемого на обмотку статора). В итоге получается довольно простой по исполнению электродвигатель, который довольно охотно применяют производители электромобилей.

Тяговый электродвигатель постоянного тока с электромагнитным возбуждением обеспечивает более плавное, чем электродвигатель с возбуждением от постоянных магнитов, генерирование крутящего момента. Для него пригоден упрощенный алгоритм управления скоростными режимами. Но он весьма трудоемок в обслуживании, что связано с необходимостью периодических замен щеток и пружин, а также чистки и замены коммутаторов щеточно-коллекторного узла. Поэтому в настоящее время в электромобилестроении он уступил место электродвигателям с возбуждением от постоянных магнитов. Развиваемый ими крутящий момент передается на ведущие колеса электромобиля либо через карданный вал, либо напрямую (мотор-колесо). Однако в последнее время появились и новые конструктивные и технологические решения. Например, американская фирма "Хредзак" создала электродвигатель с двухсторонним статором и ротором, на который устанавливается диск колеса электромобиля, что существенно уменьшило массу колеса и общие габариты системы привода. Но у такой конструкции есть один серьезный недостаток: при наезде колеса на неровность ротор электродвигателя может смещаться относительно статора, вызывая пульсации крутящего момента. Но его устранение, на наш взгляд, особого труда не представляет. Это модуляция входного тока электродвигателя и обеспечение контроля крутящего момента с помощью соответствующей системы управления. Однако тяговые электродвигатели постоянного тока – это, по всей видимости, дело временное.

На смену им, по мнению некоторых специалистов, должны прийти синхронные двигатели переменного тока, поскольку они имеют ряд преимуществ: у них отсутствует скольжение вращающегося электромагнитного поля ротора относительно поля статора, есть возможность более точной регулировки скорости вращения ротора и т.д. Именно поэтому ими уже заинтересовались производители электромобилей. Например, одним из лидеров в области разработки и производства мотор-колес на основе таких двигателей уже стала фирма "Мицубиси": разработанное ею мотор-колесо позволяет регулировать крутящий момент и тормозное усилие на каждом отдельном колесе электромобиля, причем без необходимости реализации приводного вала или других сложных механических устройств: система привода расположена внутри самого колеса. Британская "ПМЛ Флайтлинк" тоже создала интегрированное устройство, реализующее функции электропривода, электрогенератора и тормозной системы в рамках единого мотор-колеса. В его состав входит также электронная система управления электродвигателем, которая осуществляет переход от текущего режима в режим генерации электроэнергии.

Еще одним из новых направлений в проектировании и производстве тяговых электродвигателей можно считать обратимый тяговый трехфазный электродвигатель переменного тока, который состоит из расположенного в его корпусе статора с обмотками, а также внешнего ротора с постоянными магнитами и системы жидкостного охлаждения. Благодаря этому отпадает необходимость в дополнительных приводных механизмах, расширяется перечень транспортных средств, на которых можно установить данное устройство, оптимизируются его массогабаритные параметры. Правда, появляется дополнительная масса, которая увеличивает массу колесного диска электромобиля, что отрицательно сказывается на его комфортабельности и курсовой устойчивости при движении. Поэтому фирма "Бриджстоун" разработала технологию управления неподрессоренной массой электромобиля, т.е. систему поглощения вибраций, в которой сами электродвигатели выполняют функцию гасителей вибраций (собственные вибрации электродвигателей компенсируют вибрации от дороги и шин).

Очень важной для электромобилестроения является проблема обеспечения качества и надежности компонентной базы. Например, производители электромобилей столкнулись с недостаточной воспроизводимостью показателей электромеханических преобразователей, в том числе с разбросом характеристик активной зоны, эксцентриситетов ротора и статора и т.д. Уже есть и такие проблемные вопросы эксплуатации электромобилей, как дисбаланс мотор-колеса.

Поставщики компонентов пытаются решить эти вопросы. Скажем, фирма "Мишлен" разработала технологию "Актив", представляющую собой интегрированную систему управления приводом мотор-колеса, которая автоматически оценивает и оптимизирует баланс колес.

Авторы данной статьи тоже занимаются исследованиями этой проблемы. Полученные ими результаты показывают, что принятые в настоящее время направления развития процессов проектирования и производства, например, тех же мотор-колес (разработка энергоэффективой конструкции электродвигателя, включая его силовую и управляющую электронику, интеграция в конструкцию тормозной системы, создание управляющей системы передней подвески и реализация функции теплоотвода), – направления правильные.

Таковы существующие в настоящее время способы решения перечисленных в начале статьи главных проблем электромобилей. Но там же названы и дополнительные проблемы, поэтому остановимся на них.

Они, очевидно, частично решаются при эффективном решении главных проблем. Например, размещение системы электропривода непосредственно в колесе предоставляет конструктору гораздо больше возможностей в плане развития соответствующих компоновочных решений, чем в случае привода от классического силового агрегата: освобождаемое при этом функциональное пространство может быть использовано для установки элементов ТАБ; реализация привода колес на основе обращенной электромашины уменьшает число механических посредников в системе, позволяет увеличить значение максимального крутящего момента. И так как рассматриваемые конструкторские решения представляют собой продукты развития соответствующих электротехнологий, то обеспечивается наиболее гармоничная интеграция электронных компонентов контроля и управления в соответствующие исполнительные устройства. Расширяемая при этом оптимизационная составляющая характеристик электромобиля определяется крутящим моментом и тормозным усилием на каждом колесе, что повышает эффективность эксплуатации данного транспортного средства.

Удачным конструкторским решением, по мнению авторов, является и система, разработанная фирмой "Протин": ее электродвигатель имеет встроенный инвертор, интегрированную управляющую электронику, программный контроллер. Получилась так называемая система с распределенной архитектурой, компоненты которой объединены общей информационной сетью, в результате чего повысились показатели надежности и безопасность функционирования транспортного средства.

Немаловажная проблема электромобиля – его цена. Она – важнейший из показателей, ограничивающих потребительский спрос на него: в настоящее время эта цена на 50...100 % превышает цену автомобиля. То есть выходит, что основным мотиватором при покупке электромобиля остается лишь желание покупателя снизить вредную нагрузку на окружающую среду. Однако для стран с развивающейся экономикой, к числу которых относится и Россия, этого мало. Например, президент альянса "Рено–Ниссан" не видит предпосылок развития производства электромобилей в России. Потому что, по его словам, Россия, во-первых, добывает много сравнительно недорогой нефти, во-вторых, она страна с очень большой протяженностью дорог, в-третьих, в ней пока никто не стимулирует развитие рынка автомобилей-гибридов и электромобилей. С ним согласен руководитель практики по оказанию услуг фирмам автомобилестроительной отрасли Стенли Рут, который считает, что темпы производства электромобилей в нашей стране будут отставать от других стран, так как здесь нет такой обеспокоенности вопросом вредных выбросов, как в Европе или США. Что же касается инфраструктуры, то забота о ней в России стоит уж точно не на первом месте – надо сначала решить серьезные задачи в области развития дорожной сети: самая обширная по территории страна в мире ежегодно затрачивает колоссальные средства на транспортные цели [3].

Все верно, конечно. Однако проблемами инфраструктуры, прежде всего связанной с обеспечением электромобилей, надо заниматься уже сегодня. И в первую очередь – обеспечением надежной зарядки ТАБ. Для этого необходимо разрабатывать и внедрять интеллектуальные системы, создавать энергетические комплексы с использованием технологий возобновляемых источников электроэнергии.

Каждый такой комплекс должен работать по принципу стабильного обеспечения энергией электромобилей в любе время. То есть при невозможности надежной зарядки ТАБ через традиционные энергетические сети реализовать алгоритм зарядки с помощью таких генерирующих устройств, как солнечные батареи, ветряные генераторы и т.п. Также должна быть предусмотрена возможность замены разряженной ТАБ на специально подготовленную и хранимую в складских условиях батарею.

Организованные таким образом интеллектуальные энергетические сети – это, конечно, сравнительно новое понятие. Но они весьма перспективны, так как реализация этого типа сетей позволяет наилучшим образом, т.е. оптимально, перераспределять электроэнергию, исходя из спроса и предложения в разных регионах страны.

К числу концепций, реализующих данное направление, можно отнести, по мнению авторов, концепцию "Умный город", суть которой, если коротко, сводится к следующему.

В настоящее время системы управления энергетических сетей, как известно, перераспределяют мощности в зависимости от глобального (страна, большой регион) изменения спроса на электроэнергию. Эта концепция предусматривает более гибкое управление энергораспределением, учитывает потребительские запросы на местном уровне и в соответствии с ними переводит систему в тот или иной режим работы. Кроме того, в "Умном городе" электромобиль должен быть не только потребителем, но и источником электроэнергии. Например, передавать кинетическую

энергию своего движения пьезоэлементам, расположенным под полотном дороги, а последние, превратив ее в электроэнергию, поставлять ее в городскую электросеть.

Конечно, для эффективной реализации концепции "Умный город" необходимо решить не только эту, но и много других задач: создать систему двунаправленного силового интерфейса – для обеспечения функции приема и передачи электроэнергии из сети к электромобилю и обратно, беспроводной доступ в Интернет – для полного контроля за передвижением транспортных средств с целью оптимизации управления и реализации инструментов прогнозирования локального спроса на электроэнергию, а также двунаправленную систему учета электроэнергии на розничном уровне; разработать интеллектуальные алгоритмы управления с учетом многофакторности решаемой проблемы и т.д. Но это – в будущем. Сейчас же необходимо заняться проблемой меньшей по значимости, но важной для потребителей. Прежде всего – снижение цены не только ТАБ, но и ее зарядки. И здесь большую роль должно сыграть четкое информирование потребителей о преимуществах сетки тарифов на электроэнергию, меняющейся в течение суток: заряжать ТАБ следует по ночному тарифу.

Такая информация, безусловно, увеличит число желающих сменить автомобиль на электромобиль. То же самое делает и реализация принципов обеспечения "быстрой" (не более 15 мин) зарядки ТАБ на возможно большем числе пунктов сервиса, предоставляющих такую услугу. Именно поэтому Европейская ассоциация автопроизводителей (ACEA) объявила о начале работ по созданию стандартизированной по единым принципам сети электрозаправочных станций в странах еврозоны. Эта работа будет проводиться в два этапа: на первом создается единый разъем для подключения к зарядному блоку, а на втором – электрокомпонентная отрасль Европы будет адаптирована под единый перечень стандартов разработки и производства автокомпонентов.

Отдельной проблемой, нуждающейся в рассмотрении, является технология индуктивной передачи энергии, разработанная в 1893 г. Н. Тесла. И хотя его работа была посвящена беспроводному освещению, она, по сути, определила и направление развития технологий, которые могут быть использованы при реализации зарядки ТАБ электромобилей.

Основанное на его идеях зарядное устройство представляет собой трансформатор, первичная обмотка которого подключена к сети переменного тока, а вторичная располагается на электромобиле и питает ТАБ.

Опыт создания таких индуктивных систем передачи электрической мощности уже есть. Например, в Новой Зеландии. Да и в Европе уже начался процесс разработки и внедрения так называемых медленных полос движения, которые выполняют функцию индуктивной зарядки ТАБ.

Даже первые результаты этих работ говорят о том, что технологии индукционной зарядки, во-первых, упрощают инфраструктуру обеспечения стационарных режимов зарядки ТАБ; во-вторых, сопутствующее им постоянное подключение электромобиля к информационной сети дает возможность оптимизации транспортных потоков, повышения уровня безопасности и безаварийности на дорогах; в-третьих, позволяют "привязать" электромобиль к системам быстрого Интернета, что обеспечивает технический прорыв в области транспорта, так как делает доступным реализацию функций мониторинга, диагностирования и интерактивного обслуживания, маршрутизацию и предупреждение столкновений, а также селективное управление движения транспортных средств.

И последнее. Темпы внедрения электромобилей напрямую зависят и от эффективности системы их обслуживания. А она, в свою очередь, определяется уровнем согласованности стандартов, принятых в отраслях, которые так или иначе связаны с электротехнологиями на транспорте. С учетом того, что электрическое напряжение в бытовых сетях даже в развитых странах отличается, напрашивается вывод о необходимости обеспечения единообразия как минимум некоторых особенностей транспортных средств и инфраструктуры. И такая работа ведется: в настоящее время разрабатываются и внедряются на межгосударственном и межкорпоративном уровнях соответствующие стандарты и протоколы.

Как видим, проблем в электромобилестроении много. Тем не менее его научно-технологический рост налицо. И он будет продолжаться. Залог тому – ужесточение экологических норм, выполнить требования которых в крупных городах и мегаполисах без электротранспорта невозможно. Способствовать этому росту будет и все увеличивающийся спрос на электромобили. И Россия с этой точки зрения не должна стать исключением. Поэтому и нашим автомобилестроителям пора перейти от изготовления единичных выставочных экземпляров электромобилей хотя бы к мелкосерийному их производству. Чтобы не упустить время.

Литература

1. Аналитический отчет. Электромобили 2011. Supplier Business. HIS Automotive. 2011.
2. Гон: переговоры о приобретении альянсом RenaultNissan контрольного пакета АвтоВАЗа – вопрос нескольких месяцев // АК&МК.
3. PwC: Внедрить электромобиль в России будет сложно // Autonews.ru.

УДК 331.103

ТИПЫ МОТИВАЦИИ К ТРУДОВОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ РАБОТНИКА НА ПРЕДПРИЯТИИ

Е.И. ШВЕЁВА
Набережночелнинский институт (филиал)
Казанского (Приволжского) федерального университета
(8552. 58-97-16)

Рассмотрены мотивационные типы работника в процессе труда, характерные при управлении трудовыми ресурсами на предприятии.

Ключевые слова: *предприятие, мотивация, труд, персонал.*

Shveyova E.I.

TYPES OF MOTIVATION OF LABOUR ACTIVITY AND THE WORKER IN THE ENTERPRISE

The motivational types worker in the work process, the characteristic when the management of labour resources at the enterprise are considered.

Keywords: *enterprise, motivation, work, personnel.*

На протяжении многих веков развития цивилизации те, кто управлял трудовыми процессами, использовали два способа воздействия на работников – принуждение и поощрение. Причем, если, скажем, во времена рабства превалировал первый из этих способов, то в эпоху зарождения капитализма "центр тяжести" сместился в сторону второго, потому что работник стал лично свободен и появился рынок труда. То есть главными мотивами трудовой деятельности индивидуума оказался экономический интерес, стремление к высокой экономической выгоде, улучшению своего материального положения. С другой стороны, одним из решающих элементов, как бы теперь сказали, кадровой политики работодателя стала мотивация персонала, поскольку он понимает, от того, насколько продуктивно работник осуществляет свою трудовую деятельность на рабочем месте, напрямую зависит результативность его труда, а значит, доходность предприятия [1].

За прошедший с тех пор период положение принципиально не изменилось. Да, работник стал другим – грамотным, профессионально подготовленным, его запросы многократно выросли. Но и нынешний работодатель должен понимать: мотивируя работника правильно, предлагая ему именно то, что для него важно, предприятие может не только снизить издержки на оплату труда, но и приумножить свои доходы. То есть цели и суть мотивации, в принципе, не меняются. Она как была, так и остается процессом целенаправленного формирования мотивов поведения работников к эффективной трудовой деятельности, их заинтересованности в труде и его результатах. Хотя по своему содержанию, конечно, изменилась. Если раньше основным видом поощрения работника за хорошую работу было поощрение финансовое, то сейчас для многих работников главным стали не денежные средства, а объективная возможность карьерного роста и т.п. Другими словами, появились различные группы мотивационных типов работников, т.е. преимущественных направленностей трудовой деятельности индивида по удовлетворению определенных групп потребностей.

Первая из таких групп ориентирована на получение материального вознаграждения. Для входящих в нее работников не важно, чем они занимаются. Их цель – получать хорошую заработную плату. Поэтому они наиболее легко мотивируются на высокие результаты в трудовой деятельности в том случае, когда руководство предприятия ощутимо повысит оплату их труда. Если заработная плата их устраивает, то они спокойно выдержат любую эмоциональную напряженность, которая вероятна в коллективе. И наоборот.

Вторая мотивационная группа работников – те, кто заинтересован в продвижении по карьерной лестнице. Для них очень важно отношение администрации предприятия: к хорошим трудовым показателям их активизирует одобрение и похвала со стороны руководства. При этом низкая оплата труда их не смущает. Главное – наличие возможности повышения в должности в ближайшем будущем.

Третья группа ориентирована на стабильность в работе и достойную оплату труда, т.е. поддержание общепринятого для них образа жизни. Работа для них составляет основу устойчивости, приносящую материальное поощрение, т.е. мотивирование данного типа работников осуществляется на эмоциональном уровне. Чувство стабильности, которое обеспечивается постоянным получением заработной платы и социальными льготами, для них важно, но при этом они не допускают работу в сверхурочное время.

Четвертая группа – те, для которых главное – успешный результат трудовой деятельности, достижение личного трудового вклада в результаты деятельности предприятия. Такому работнику очень важно признание его самореализации и эффективности вклада в общее дело предприятия.

Пятая группа – работники, ориентированные на благоприятный психологический климат в коллективе. Здесь преобладают положительная атмосфера в команде и доброжелательные отношения между коллегами, а значит, существуют морально-психологические условия для продуктивной работы. Работниками этой группы ценится в первую очередь эмоциональная мотивация, проявляющаяся в выражении дружелюбности и открытого общения. И чаще всего преобладает какая-либо одна мотивация на фоне присутствия других, тоже достаточно выделенных.

Все перечисленные группы, зародившись и развиваясь при капитализме, существовали у нас в стране и при социализме, существуют и сейчас, при возрождающемся капитализме, который называют рыночной экономикой. Только если во времена СССР речь шла о мотивации выполнения производственных планов главным образом по количественным показателям, то сейчас рынок диктует необходимость реализации показателей качественных. В связи с этим усиливается роль трудового вклада каждого работника в конечные результаты деятельности предприятия, следовательно, возрастает необходимость поиска наиболее действенных способов управления трудом, обеспечивающих стимулирование человеческого фактора. Так, если раньше основное внимание уделялось четвертому из перечисленных вариантов мотивации (стахановское движение, ударники коммунистического труда и т.д.), то сейчас равноценными становятся все пять вариантов. Важно лишь разумное использование, точное выявление человеческих ресурсов с учетом профессиональных способностей работников и определение мотивационных возможностей для каждого из них. То есть управление трудовыми ресурсами должно осуществляться путем координации целей работников и администрации предприятия, ориентации работников на долгосрочную эффективность их труда, а не на краткосрочные результаты. И в этом главное условие повышения качества человеческих ресурсов и эффективности их использования, т.е. условий развития российских предприятий.

Литература

1. Озерникова Т.Г. Мотивация и конкурентоспособность работников: проблемы взаимосвязи // Известия ИГЭА. 2005. 41(42). С. 71–75.

-факты

"ОЛДТАЙМЕР-ГАЛЕРЕЯ – 2014"

22-я "Олдтаймер-Галерея" состоялась в марте в московском КВЦ "Сокольники". В этой крупнейшей в Восточной Европе выставке старинных автомобилей и антиквариата приняли участие 190 экспонентов из восьми стран, представившие на площади 8500 м^2 ровно сто единиц автомобильной техники, а также мотоциклы, велосипеды, аксессуары и компоненты, материалы и технологии для реставрации, литературу. За четыре дня здесь побывало 58 тыс. посетителей и более трехсот журналистов.

Главной темой "Олдтаймер-Галереи" на этот раз стало празднование юбилея Американской национальной выставки 1959 г., собственно и превратившей парк Сокольники в культурно-выставочный центр 55 лет назад. На юбилейном стенде, организованном совместно с частной коллекцией "Джанкярд" и Политехническим музеем, вновь собрались автомобили–участники выставки 1959 г., показы мод, фильмы и музыка перенесли зрителей на полвека назад, в витринах можно было увидеть фотографии, рекламные проспекты и подлинные предметы с легендарной Американской выставки. Специально к юбилейной дате в Москву прибыл Имз Диметриус – потомок знаменитого американского дуэта дизайнеров Чарльза и Рэя Имз, он представил на выставке фирменную мебель "Имс".

"Олдтаймер-Галереи" славятся своей насыщенной культурной программой. Не стала исключением и нынешняя. Дети интересовались мастер-классами по созданию пряничных домиков и катанием на педальных ретро-автомобильчиках, дамы сделали множество приятных открытий и неожиданных находок на блошином рынке, а также стали зрителями дефиле винтажной моды от ателье "Мечта Инд_Пошива". Молодежь отправилась слушать зажигательные мелодии группы "Гагарин Бразерс", которая дала на выставке свой единственный концерт, посвященный 80-летию первого космонавта планеты Юрия Гагарина.

Юбилейный стенд компании "Бош" был посвящен 60-летию "впрыска" – технологии, без которой невозможно представить современный автомобиль. Экспозицию фирмы украшал собой "Мерседес Бенц 300SL", презентованный на Нью-Йоркском салоне в феврале 1954 г. и ставший первой в мире серийной моделью, оснащенной системой впрыскивания топлива.

В рамках "Олдтаймер-Галереи" при поддержке компании "Никон" была представлена ретроспектива работ фотографа Александра Ивановича Хлупнова "Как это было в СССР", посвященная советским коллекционерам старинных автомобилей.

Наряду с автомобилями 1959 г. компания "Кадиллак" представила и свои последние модели – неотразимый и совершенный кроссовер SRX, а также компактный спортивный седан премиум-класса ATS. Кроме того, фирма представила на выставке свой обновленный начале этого года фирменный герб, который претерпел множество изменений, отражающих развитие марки и символизирующих эволюцию дизайна техники "Кадиллак"

За 55 лет, прошедшие с триумфальной презентации в нашей стране своего "Корвета", фирма "Шевроле" сумела завоевать сердца российских покупателей и стать самым продаваемым иностранным брендом, а сама легендарная модель сменила шесть поколений. Каждое из них служило воплощением мощности, лидерства, самых современных технологий и отличалось абсолютно новым или существенно переработанным дизайном, конструкцией и технологическими особенностями, которые помогали "Корветам" удерживать лидирующие позиции среди спортивных автомобилей в Америке. Сегодня "Шевроле" представляет "Корвет" седьмого поколения, рядом с которым прекрасно смотрелся на выставке и автомобиль поколения первого.

Группа компаний "Авилон" выставила культовый автомобиль "Форд Тандерберд", поразивший москвичей на Американской выставке 1959 г., а заодно представила суперсовременный "Форд Эйдж". Каждый из этих автомобилей сам по себе – шедевр, а вместе они – прекрасная иллюстрация полувековой технической и дизайнерской эволюции легендарной и весьма уважаемой в России марки.

В числе наиболее ярких экспонатов выставки также следует назвать: интереснейшую коллекцию советских тракторов; "Аэро Минор", преподнесенный Сталину на 70-летний юбилей трудящимися Чехословакии и долгое время считавшийся утраченным; "Плимут Бельведер" – живая иллюстрация американского образа жизни на выставке в Сокольниках в 1959 г. Единственный сохранившийся в нашей стране, восстановленный из руин экспонат "той" выставки; "Победа-кабриолет", принимавшая участие в театрализованном шоу открытия Олимпийских игр в Сочи; "Ролс-Ройс двух президентов" (1957 г.), на котором экипаж в составе Д. Медведева и В. Януковича в 2010 г. принял участие в ретро-пробеге Петербург–Киев; "Локомобиль" – спортивный родстер 1914 г. выпуска с 8,6-литровым двигателем; БМВ-501 – первая послевоенная модель баварского концерна, представленная в 1951 г. и за свой весьма необычный внешний вид с объемными формами и округлыми линиями кузова, прозванная "Ангел Барокко"; "Альфа-Ромео 2600 Спайдер" – флагманская модель марки в 1961–1968 гг. и последняя с рядным шестицилиндровым двигателем; и, разумеется, первенец нижегородского автозавода – ГАЗ-А, ставший уже редкостью и только что отреставрированный.

Как всегда, на "Олдтаймер-Галерее" можно было увидеть, помимо автомобилей, множество уникальных экспонатов: мотоциклов и велосипедов, давно позабытых курьезных изобретений и технических диковин, восхитительных дизайнерских решений прошлого и даже позапрошлого века. Практически любой из них можно было не только увидеть и сфотографировать, но и купить.

Говоря о состоявшейся выставке, нельзя не отметить особо тот отрадный факт, что галерея, наконец, вернулась с "выселок" на историческую родину и вообще заняла подобающее место: где же еще, если не в Сокольниках, продолжать эту добрую "традицию традиций"! Тем более, что интерес к технической истории, индустриальной культуре у нас в последние годы растет "на глазах". В том числе и к отечественной, незаслуженно подмятой современным "культом одноразового потребления". Растет даже на фоне невеселого положения в экономике и отсутствия разумной и внятной промышленной политики. Один за другим организуются музеи техники, возвращаются из небытия уникальные экземпляры машин и механизмов, и все большему числу людей это становится нужно. Вступает в жизнь новое поколение, не испытывающее потребности плевать в наше прошлое, а напротив, ищущее в нем опоры и вдохновения. Пожалуй, именно для них наиболее ценны сейчас подобные мероприятия. Именно здесь воспитывается настоящий, основанный на здравом смысле, а не квасной или казенный патриотизм.

Следующая "Олдтаймер-Галерея" состоится 6–9 марта 2015 г. и будет посвящена 70-летию Великой Победы. А в ближайших планах организаторов "Олдтаймер-Галереи" – Фонда изучения, сохранения и защиты памятников технической культуры "Вечный Двигатель" – ралли старинных автомобилей "Бош Москоу Классик", старт которого назначен на 14 июня, и большой клубный фестиваль "Ретро-Фест", который запланирован на 28–29 июня 2014 г.

УДК 629.113

ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ПРОХОДИМОСТЬ ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **Г.И. Мамити,** кандидаты техн. наук
С.Х. ПЛИЕВ и **Э.К. ГУТИЕВ, В.Г. ВАСИЛЬЕВ**
Горский ГАУ (8672.53-28-84)

Приводятся формулы для точного определения радиусов продольной и поперечной проходимости двухосного автомобиля.

Ключевые слова: *геометрический радиус, проходимость транспортного средства.*

Mamiti G.I., Pliev S.Kh., Gutiev E.K., Vasiliev V.G.

GEOMETRICAL CROSS-COUNTRY CAPABILITY OF TWOAXIAL AUTOMOBILE

Formula for exected determination of longitudinal and transversal radiuses of twoaxial automobile are bring.

Keywords: *geometrical radius, cross-country capability.*

Под проходимостью автомобиля, как известно, понимается его способность перевозить с достаточно высокой средней скоростью груз, пассажиров или специальное оборудование в тяжелых дорожных или внедорожных условиях. Она, по сути, характеризует его подвижность и экономичность в таких неблагоприятных условиях [1]. Это означает, что проходимость – свойство, которое автомобиль может потерять. Например, вследствие задевания своими выступающими снизу элементами конструкции за неровности опорной поверхности, опасности опрокидывания, невозможности преодолеть дорожный подъем из-за недостаточной окружной силы на ведущих колесах, сопротивления движению на поверхностях со слабой несущей способностью и т.п. Другими словами, следует различать препятствия, обусловленные профилем местности, и препятствия, вызванные слабой несущей способностью опорной поверхности. Следовательно, оценивать способность автомобиля преодолевать названные препятствия по двум видам проходимости – профильной и опорно-сцепной. Рассмотрим их.

Профильная проходимость зависит от компоновки автомобиля и оценивается по его геометрическим параметрам, которые можно взять из его компоновочного чертежа или измерить на натурном образце (рис. 1), полностью загрузив его и расположив на горизонтальной площадке с твердым ровным покрытием.

Таких параметров три.

Первый из них – дорожный просвет h (клиренс), т.е. расстояние от опорной поверхности до наиболее низкой точки автомобиля, расположенной между колесами. Обычно это точки под картерами главных передач ведущих мостов (h_1) и в местах расположения рессор (h_2). В связи с чем в технических характеристиках автомобиля могут приводиться несколько значений дорожного просвета. Например, дорожный просвет между передним и задним мостами и дорогой, который у легковых автомобилей составляет 150...220 мм, у грузовых – 240...300 мм, а у автомобилей высокой проходимости за счет применения колесных передач и крупноразмерных шин – 400...500 мм.

Второй параметр – передний (α_1) и задний (α_2) углы свеса, ограничивающие проходимость автомобиля через канавы, пороги, крутые переломы. Углы свеса – это углы между плоскостью опорной поверхности и плоскостью, касающейся колес и наиболее выступающих задней и передней точек автомобиля. Наибольшие углы свеса имеют автомобили высокой проходимости: передний свес у них достигает 60...70°, а задний – 50...60°.

Третий параметр – продольный (R_L) и поперечный (R_B) радиусы проходимости. Это радиусы условных цилиндрических неровностей, через которые автомобиль может проехать, не задевая ее своими нижними точками, расположенными в его средней части.

Данные радиусы можно определить не только по чертежу и путем непосредственного измерения, но и аналитически. В работе [2] предложена формула, позволяющая решить эту задачу. Но, к сожалению, лишь приближенно. Поэтому рассматриваемое ниже точное ее решение, думается, должно заинтересовать читателей.

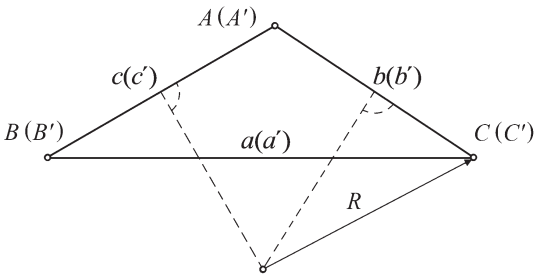

Рис. 2. Треугольник к определению радиусов описанных окружностей R_L и R_B, т.е. радиусов продольной и поперечной проходимости автомобиля

Сводится это решение к определению радиуса описанной окружности, проходящей через вершины треугольника (рис. 2) ABC (при определении R_L) или $A'B'C'$ (при определении R_B) со сторонами a, b, c и a', b', c' соответственно:

$$R_L = abc \,/\, 4\sqrt{p(p-a)\,(p-b)\,(p-c)}\,,$$

$$R_B = a'b'c' \,/\, 4\sqrt{p'(p'-a')\,(p'-b')\,(p'-c')}\,,$$

где $p = \dfrac{a+b+c}{2}$; $a = BC$, $b = AC$, $c = AB$;

$p' = \dfrac{a'+b'+c'}{2}$; $a' = B'C'$, $b' = A'C'$, $c' = A'B'$,

вершины A и A' которых являются низшей точкой вблизи середины продольного или поперечного сечения автомобиля.

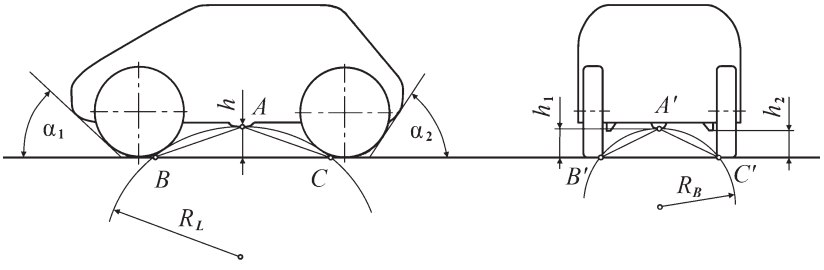

Рис. 1. Геометрические параметры проходимости автомобиля

Литература

1. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.
2. Песков В.И. Теория автомобиля. Нижний Новгород: НГТУ, 2006. – 176 с.

УДК 621.43

ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ РЕЖИМОВ МАЛЫХ НАГРУЗОК ДВИГАТЕЛЯ ВАЗ-2118

Д-р техн. наук **Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ, И.А. ПЕТРУНЯ, Р.О. КАМЫШНИКОВ, Э.А. САВАСТЕНКО**
РУДН (8.915. 278-54-06)

Обосновывается возможность повышения экономичности работы автомобильного двигателя ВАЗ-2118 на режимах малых нагрузок за счет отключения его цилиндров или циклов.

Ключевые слова: *экономичность режимов малых нагрузок, отключение цилиндров или циклов, изменение рабочего объема ДВС.*

Patrakhaltsev N.N., Petrunya I.A., Kamishnicov R.O., Savastenko E.A.

OPPORTUNITIES TO RISE OF ECONOMY OF LOW LOAD REGIMES OF ENGINES VAZ-2118

Opportunities to rise an economy of low load regimes of automotive engines by disconnection some cylinders are substantiated.

Keywords: *regimes of low loads, disconnection of cylinders or cycles, variation of displacement of engine.*

В последнее время появилось очень много публикаций, в которых рассматриваются проблемы повышения топливной экономичности автомобильных ДВС на режимах малых нагрузок. Такой интерес вполне объясним: большинство АТС, особенно легковых, в городских условиях работают с коэффициентом загрузки их ДВС, не превышающем 0,3...0,4, т.е. на режимах, где удельные, эксплуатационные расходы топлива, выбросы вредных веществ с отработавшими газами очень велики. Главная из рекомендаций большинства этих публикаций: надо применять систему отключения части цилиндров или рабочих циклов. Однако такая рекомендация слишком общая, поэтому производители ДВС воспользоваться ею не спешат: затраты на разработку системы большие, а как она поведет себя на уже освоенной производством продукции не совсем ясно. В связи с этим авторы предлагаемой вниманию читателей статьи считают: пора от общих описаний таких систем и их теоретической эффективности переходить к результатам их применения на конкретных ДВС. И не только считают, но и пытаются привести результаты выполненного ими исследования двигателя ВАЗ-2118, устанавливаемого на автомобиль ВАЗ-2118 "Калина" [1].

Исследование проводилось методом математического моделирования с использованием многопараметровой характеристики этого двигателя. При этом в качестве рабочих режимов были взяты два режима разгона АТС: первый – на первой передаче в коробке передач до $n_{дв} = 2000$ мин$^{-1}$, на второй, третьей и четвертой передачах при $n_{дв} = 1500...\ 2000$ мин$^{-1}$ и второй – разгон на первой передаче до $n_{дв} = 5000$ мин$^{-1}$ и переключение на вторую передачу и разгон до $n_{дв} = 3500$ мин$^{-1}$. Причем автомобиль во всех случаях разгоняли до одной и той же скорости, равной 48 км/ч.

В ходе реализации этих режимов было установлено следующее.

Разгоны автомобиля по первому варианту (до скорости 48 км/ч, при $n_{дв} = 1500$ мин$^{-1}$) более экономичны, чем разгоны по второму варианту, т.е. до $n_{дв} = 2000$ мин$^{-1}$. Причем во всех случаях после завершения разгона автомобиль уверенно совершает равномерное движение с заданной постоянной скоростью 48 км/ч. Кроме того, при пониженной частоте $n_д$ двигатель, работая на четвертой передаче, имеет нагрузку M_e, равную 21 Н·м, и удельный эффективный расход g_e топлива около 720 г/(кВт·ч). При повышенных же частотах вращения коленчатого вала ($n_{дв} = 3500$ мин$^{-1}$) и работе на второй передаче $M_e = 9{,}2$ Н·м, а $g_e = 790$ г/(кВт·ч). То есть во всех случаях двигатель работает с пониженной экономичностью, однако в первом случае – более экономично, чем во втором.

Теперь посмотрим, что происходит с экономичностью этого двигателя, если его оснастить системой отключения части цилиндров. Иначе говоря, если на нем применить метод регулирования, основанный на изменении его рабочего объема [2].

Известно, что повышение экономичности работы двигателя на малых нагрузках при отключении части цилиндров объясняется, прежде всего, повышением его индикаторного КПД в соответствии с регулировочной характеристикой двигателя по составу смеси [$\eta_i = f(a)$]. Кроме того, достаточно ощутимым может быть и влияние механического КПД ($\eta_м$): если отключение цилиндров сопровождается изменением фаз или прекращением процессов газообмена, то абсолютные механические потери могут как снижаться, так и возрастать. То есть и значение $\eta_м$ тоже может варьироваться в любом направлении, что соответствующим образом скажется и на эффективном КПД, т.е. удельном расходе топлива. Но как на двигателе ВАЗ-2118 – и предстояло вычислить.

Чтобы решить данную задачу, на многопараметровой характеристике (рис. 1) добавим ординату удельной работы $L_{уд}$ двигателя при реализации тех же нагрузочных режимов, что названы выше, но при разных числах z работающих (активных) цилиндров (эта работа определяется по формуле № 1, приведенной в таблице).

Из рисунка видно, что при $n_{дв} = 1500$ мин$^{-1}$ и установившемся движении автомобиля на четвертой передаче со скоростью 48 км/ч удельная работа, совершаемая двигателем, составляет 83 Дж/л. Ей соответствует удельный эффективный расход топлива, равный, как уже упоминалось выше, 720 г/(кВт·ч). Но, отключив два цилиндра в момент, когда удельная работа, выполняемая двигателем, повышается до 165 Дж/л, удельный эффективный расход топлива можно снизить до 590 г/(кВт·ч), т.е. получить выигрыш Δg_e в удельном эффективном расходе топлива, составляющий ~20 %.

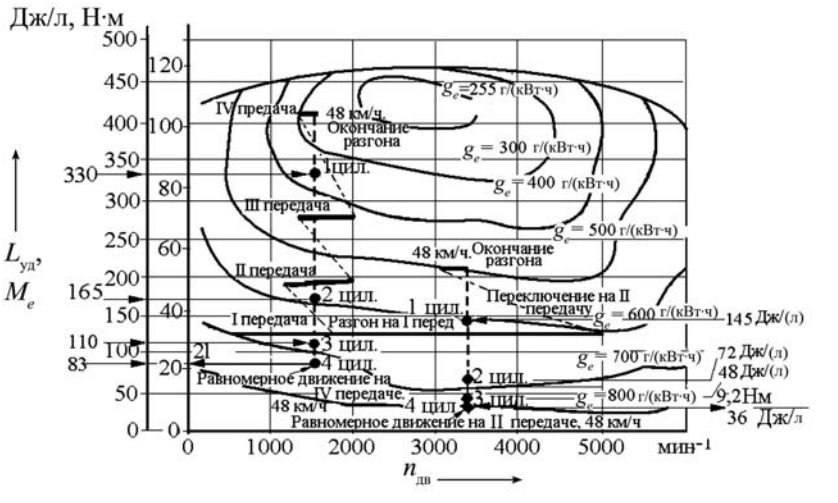

Рис. 1. Многопараметровая характеристика двигателя ВАЗ-2118 с дополнительной шкалой удельной работы при его регулировании изменением числа активных цилиндров (зависимость M_e относится только к полноразмерному двигателю)

№ формулы	Формула	Примечание
1	$L_{уд} = 2\,\pi\,M_e\,/\,zV_h$	M_e – эффективный крутящий момент; V_h – рабочий объем одного цилиндра
2	$p_i = \dfrac{L_{уд}}{500\ \eta_м}$	p_i – среднее индикаторное давление в цилиндре; $\eta_м$ – механический КПД двигателя на данном режиме

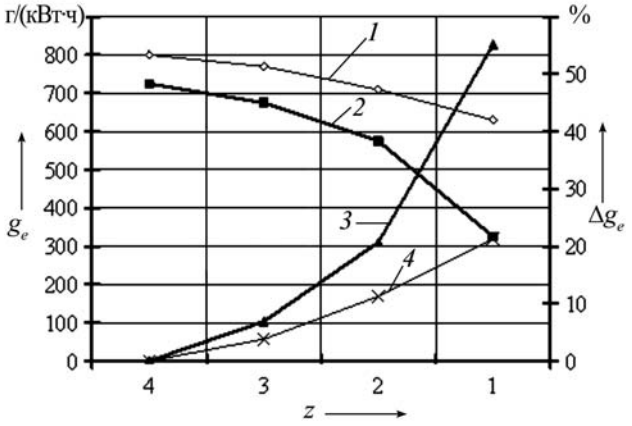

Рис. 2. Зависимость удельных эффективных расходов топлива и выигрышей в этих расходах от числа активных цилиндров и частоты вращения коленчатого вала:

1 – g_e при $n_{дв}$ = 3500 мин$^{-1}$; *2* – g_e при $n_{дв}$ = 1500 мин$^{-1}$; *3* – Δg_e при $n_{дв}$ = 1500 мин$^{-1}$; *4* – Δg_e при $n_{дв}$ = 3500 мин$^{-1}$

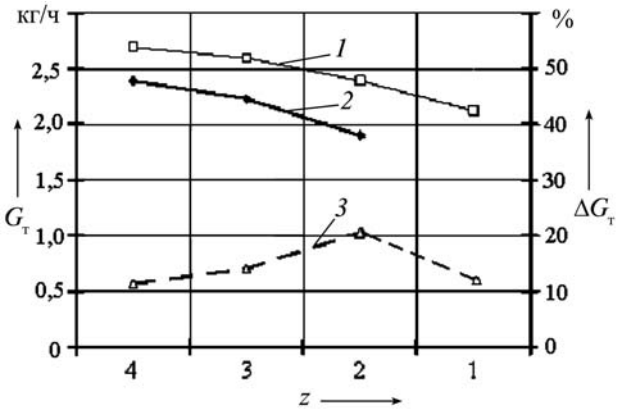

Рис. 3. Зависимость часового расхода топлива и его выигрыша от числа активных цилиндров на скорости 48 км/ч:

1 – $G_т$ при $n_{дв}$ = 3500 мин$^{-1}$; *2* – $G_т$ при $n_{дв}$ = 1500мин$^{-1}$; *3* – $\Delta G_т$

Качественно аналогичные результаты получаются при анализе режима работы при n = 3500 мин$^{-1}$. Но количественно они отличаются. Так, при движении автомобиля на второй передаче со скоростью 48 км/ч и $n_{дв}$ = 2500 мин$^{-1}$ удельный эффективный расход топлива полноразмерного двигателя составляет 790 г/(кВт·ч). Если же отключить два цилиндра, а следовательно повысить удельную работу двигателя, то удельный расход снижается до 700 г/(кВт·ч), т.е. на 11 %. Подобные изменения g_e и Δg_e по сравнению со случаем работы полноразмерного двигателя наблюдаются и при отключении другого числа цилиндров (рис. 2).

Что касается часовых расходов $G_т$ топлива, то здесь нужно отметить следующее.

Этот расход и у полноразмерного варианта двигателя, и при уменьшении числа z его активных цилиндров складывается из расхода на разгон с переключением передач и на движение с постоянной скоростью (в нашем случае – 48 км/ч). При этом разгон до $n_{дв}$ = 1500 мин$^{-1}$ с частым переключением передач вплоть до четвертой, позволяет работать в области повышенной экономичности, но с потерей динамических качеств (с повышением времени разгона до заданной скорости), а следовательно, и с увеличением часового расхода топлива. Разгон же на первой – второй передачах улучшает динамические качества автомобиля, т.е. снижает время разгона, однако увеличивает удельный расход топлива. Причем отключение цилиндров с точки зрения $G_т$ всегда выгодно. Например, анализ показывает, что при работе на одном цилиндре при $n_{дв}$ = 1500 мин$^{-1}$ экономия топлива может достичь 55 %, а при $n_{дв}$ = 3500 мин$^{-1}$ – 21 %. При условии, конечно, что двигатель сможет работать на данных режимах. Что, в общем-то, легко проверить, воспользовавшись формулой № 2, т.е. сравнив среднее индикаторное давление, необходимое для работы двигателя, с тем же давлением, определенным по внешней скоростной характеристике. Для двигателя ВАЗ-2118 при $n_{дв}$ = 1500 мин$^{-1}$ первое оказалось больше второго. То есть этот двигатель работать на одном цилиндре не может. Но даже если бы и мог, целесообразность такого режима была бы сомнительной: вибронагрузки резко возрастают. Однако при $n_{дв}$ = 3500 мин$^{-1}$ на второй передаче, когда развиваемый двигателем момент составляет 9,2 Н·м, а $L_{уд}$ = 145 Дж/л, работа рассматриваемого двигателя на одном активном цилиндре возможна: потребная величина p_i составляет ~0,64 МПа, что вполне реализуемо при работе на внешней скоростной характеристике.

Необходимое время работы с постоянной достигнутой скоростью зависит от расстояния, которое должен пройти автомобиль во время и после разгона. Но ясно, что в любом случае повышение экономичности такого установившегося режима целесообразно (рис. 3): из рисунка следует, что, например, при работе двигателя на двух цилиндрах при $n_{дв}$ = 1500 мин$^{-1}$ можно сэкономить 20 % топлива. Более того, даже при $n_{дв}$ = 3500 мин$^{-1}$ при работе на одном цилиндре экономия топлива может составить 12 %.

В заключение нужно отметить, что отключения–включения цилиндров двигателя ВАЗ-2118 существенно влияют на равномерность хода, крутильные колебания коленчатого вала и валов трансмиссии автомобиля, вибрации и т.д. Поэтому процессы включения на реальном двигателе осуществляют не мгновенно, а плавно и постепенно. В связи с этим реальное повышение топливной экономичности двигателя оказывается, конечно, ниже расчетного на 20...40 % [3]. Но и этим пренебрегать не следует.

Литература

1. Скрипко Л.А. Перспективы гибридных АТС // Автомобильная промышленность. 2012. № 2. С. 8–10.
2. Регулирование дизеля методом изменения его рабочего объема / Н.Н. Патрахальцев, С.В. Страшнов, И.С. Мельник, Б.А. Корнев // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 1. С. 19–22.
3. Peters G.F. A Cylinder deactivation on 4 cylinder engines. A torsional vibration analysis. DCT 2007. 11. February 15. 2007. P. 10–15, 39.

УДК 629.113

СЛЕДЯЩИЕ СИСТЕМЫ КОЛЕСНОГО МОДУЛЯ АВТОМОБИЛЯ И ХОДОВОЙ ЧАСТИ КОЛЕСНОГО РОБОТА

Д-р техн. наук **Б.Н. БЕЛОУСОВ, С.В. НАУМОВ,**
канд. физ.-мат. наук **Т.И. КСЕНЕВИЧ, И.В. МЕРКУЛОВ**
МГТУ имени Н.Э. Баумана (499 263-60-65),
НИИ "Краностроения"

Рассматривается совокупность систем колесного модуля как совокупность информационного и силового каналов электрогидравлического привода колеса в системе рулевого управления, а также в регулируемой системе подрессоривания и тормозной системе.

Ключевые слова: *автомобиль, мобильный робот, опорно-ходовой модуль, комплекс, следящая система, следящий привод, электрогидравлический привод, система рулевого управления, система подрессоривания колеса.*

Belousov B.N., Naumov S.V., Ksenevich T.I., Merkulov I.V.

TRACKING SYSTEMS WHEEL MODULE CAR AND RUNNING GEAR WHEEL ROBOT

Complex of tracking systems of a wheel module of the steering and spring systems of an automobile and a mobile robot is considered.

Keywords: *car, mobile robot, support-chassis module, complex servo system, servo drive, electro-hydraulic, steering system, suspension system wheel.*

Главной тенденцией развития современных АТС можно считать широкое использование в их конструкции мехатронных модулей, которые представляют собой симбиоз электрических, электронных и гидравлических составных частей, объединенных системой управления, и выполняют единую целевую функцию [1]. То есть здесь явно просматривается сближение теории и практики создания АТС и мобильного робота. С другой стороны, специальные транспортные системы, построенные на основе как автомобиля, так и наземного мобильного робота, – это, по сути, платформы, предназначенные для установки на них и доставки к месту выполнения операции специального и/или технологического оборудования. Более того, они состоят из одних и тех же конструктивных элементов – корпуса, опорно-ходовой части (системы опорно-ходовых модулей) и энергетической установки. Причем ходовая часть может, в зависимости от среды, быть колесной, гусеничной, шагающей, колесно-шагающей, роторной, с петлевым, винтовым, водометным, реактивным и т.п. движителями.

Исходя из этих общих соображений, специалисты НПЦ "Специальное машиностроение" МГТУ имени Н.Э. Баумана провели серию фундаментальных и прикладных исследований, цель которых – разработать теорию и создать конструкцию мехатронной системы колесного модуля АТС и мобильного робота. И получили неплохие результаты. В частности, применив общепризнанные идеи модульности и достижения транспортной мехатроники, им удалось научно обосновать основные принципы разработки мехатронного колесного опорно-ходового модуля автомобиля и на их основе создать такой модуль (рис. 1), а также объединить несколько модулей. И получить в итоге транспортную платформу, которая, кроме функций опорной системы и обеспечения безопасности движения (тягового привода и тормозной системы), выполняет и еще три очень важные функции. Во-первых, управляет поворотом колеса по заданному закону при криволинейном движении, т.е. играет роль системы всеколесного рулевого управления; во-вторых, регулирует уровень своих колебаний в процессе движения, т.е. выполняет функцию вибрационной защиты экипажа и монтируемых на ней оборудования и аппаратуры (регулируемая система подрессоривания колес); в-третьих, обеспечивает стабилизацию горизонтирования рамы/ корпуса платформы.

Важность этих функций для мехатронного колесного модуля заключается в следующем.

Специальные АТС и мобильные колесные роботы часто используются в сложных дорожных и климатических условиях. Поэтому всеколесное рулевое управление (ВРУ) для них – насущнейшая необходимость: оно повышает маневренные свойства, значительно расширяет диапазон использования автомобиля, транспортера оборудования и мобильного робота. Например, такая система позволяет поворачивать автомобиль столькими способами, сколько у него осей, и, кроме того, осуществлять плоскопараллельное ("крабовое") движение (рис. 2) [2].

Система подрессоривания обеспечивает горизонтирование корпуса платформы при движении по местности, что исключает ее боковое опрокидывание; изменять параметры характеристики подвески колеса при переходе с местности на дорогу и с дороги на местность; система управления уровнем колебаний повышает скорости движения по местности. То есть все эти системы вместе с тормозной системой фактически образуют систему обеспечения активной безопасности транспортного средства.

Перечисленные выше функции мехатронного колесного модуля, в принципе, можно обеспечивать электрогидравлическими приводами различных типов [2]. Но авторы статьи отдали предпочтение лишь одному из них – гидрообъемному приводу [3].

В выполненную на его основе функциональную схему концептуального опорно-ходового модуля (ОХМ) входят (рис. 3) три следящие системы управления, три процессора и три насосные станции. Однако число сис-

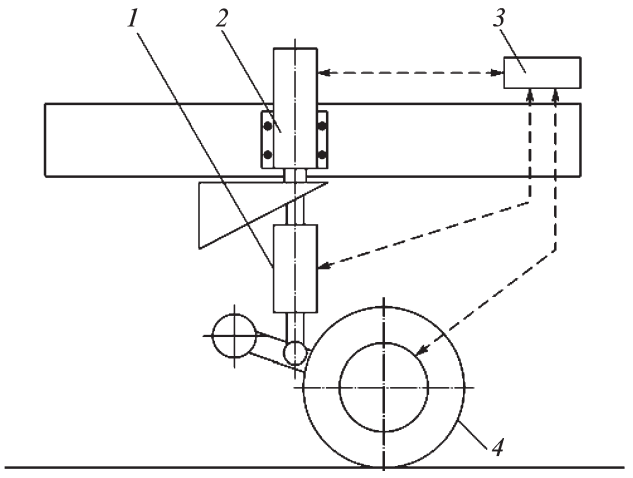

Рис. 1. Функциональная схема опорно-ходового модуля (стрелками обозначены каналы управления):

1 – гидропневматический амортизатор; *2* – привод рулевого управления; *3* – система автоматического управления; *4* – мотор-колесо

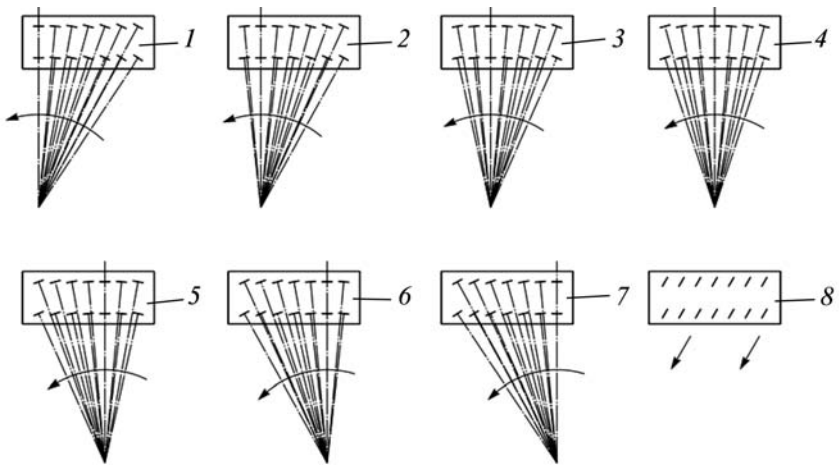

Рис. 2. Кинематические схемы способов поворота семиосного шасси относительно его осей:
1–7 – номер оси, относительно которой осуществляется поворот; *8* – плоскопараллельное движение шасси

тем управления, процессоров и насосных станций может быть и другим. Например, насосные станции, обслуживающие следящую систему управления поворотом колеса и следящую систему управления параметрами подвески, могут быть объединены; система управления тяговым приводом колеса может отсутствовать, если его вращение обеспечивается через механическую передачу; три процессора можно заменить одним большей мощности и т.д. Однако в рассматриваемом случае схема выполнена именно такой, как показано на рис. 3. Поэтому ее и рассмотрим.

Как сказано выше, в эту схему входят три процессора. Первый (*2*) из них работает в следящей системе управления поворотом колеса; второй (*10*) – в следящей системе управления вертикальным перемещением колеса; третий (*18*) – в системе управления тяговым приводом колеса.

В эту схему включены две следящие системы – управления поворотом и управления подъемом колеса.

Начнем с первой. От центрального процессора системы верхнего уровня (на схеме не показан) на вход процессора *2* поступает сигнал управления, пропорциональный требуемому углу поворота колеса *15*. Этот сигнал, преобразованный данным процессором по мощности и форме в сигнал управления, поступает в электрические обмотки электрогидравлического усилителя *3*. Его золотник соединяет одну из полостей гидравлического цилиндра *8* с линией нагнетания насосной станции *17*, а вторую – с линией слива этой станции. Шток гидравлического цилиндра *8*, перемещаясь, через рычаги *12*, поворачивает колесо *15*. Датчик *11* обратной связи формирует сигнал, пропорциональный фактическому углу поворота колеса. Этот сигнал идет на вход процессора *2*, который суммирует его с сигналом управления, поступающим от центрального процессора системы управления высшего уровня. Когда их сумма становится равной нулю, ток в электрических обмотках электрогидравлического усилителя *3* тоже равен нулю, его золотник устанавливается в нейтральное положение, отключая тем самым полости цилиндра от линий нагнетания и слива насосной станции *17*. В этот момент угол поворота колеса *15* соответствует сигналу управления, поступившему от центрального процессора.

В рассмотренной следящей системе управления поворотом колеса используется трехпозиционный четырехкромочный усилитель *3*, а скорость перемещения колеса регулируется входящим в состав насосной станции *17* электродвигателем, частоту вращения якоря которого задает процессор *2* (принцип объемного регулирования). (Заметим, что на рассматриваемом автомобиле мехатронный колесный модуль с электрогидравлическим приводом применен и на рулевом колесе.) Это позволило отказаться от громоздкой системы промежуточных рычагов и тяг, что особенно важно для многоосных АТС. Кроме того, схемы с таким приводом и бортовым компьютером легко реализуют любые алгоритмы управления, полностью или частично беря на себя функцию управления криволинейным движением транспортного средства.

Теперь о следящей системе управления вертикальным перемещением колеса автомобиля.

Здесь так же, как и в предыдущем случае, все начинается с подачи сигнала управления от центрального процессора. Но подается он на вход процессора *10*. Этот сигнал тоже пропорционален требуемой величине вертикального перемещения колеса *15*. Затем сигнал преобразуется процессором по мощности и форме в новый сигнал управления, который идет в электрические обмотки электрогидравлического усилителя *13*. Его золотник соединяет одну из полостей гидравлического цилиндра *7* с линией нагнетания насосной станции *19*, а вторую – с линией слива этой станции. Шток цилиндра

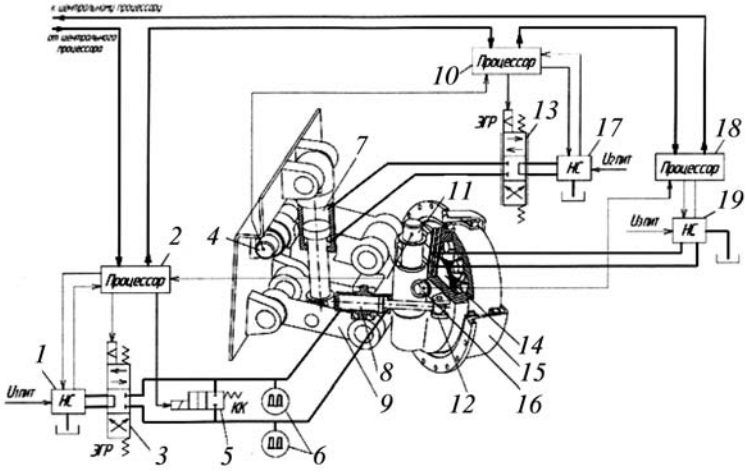

Рис. 3. Функциональная схема мехатронного опорно-ходового модуля с тремя следящими системами управления:
1, 17, 19 – насосная станция; *2, 10, 18* – процессор; *3, 13* – электрогидравлический усилитель; *4, 11* – датчик обратной связи; *5* – клапан кольцевания; *6* – датчик давления; *7, 8* – гидравлический цилиндр; *9* – рычаги направляющего аппарата подвески; *12* – рычаги; *14* – гидромотор; *15* – колесо; *16* – датчик частоты вращения колеса

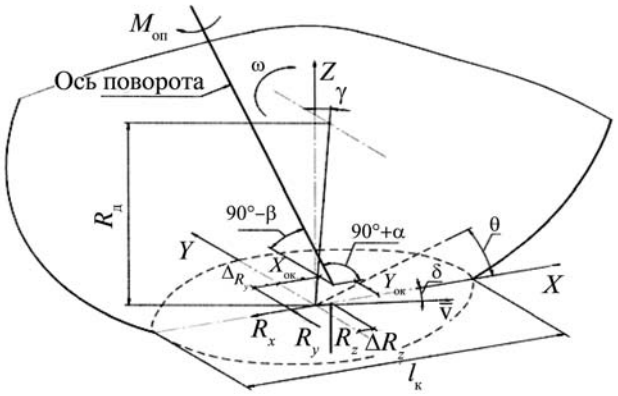

Рис. 4. Расчетная схема математической модели взаимодействия шины с опорной поверхностью

7, перемещаясь, через рычаги *9* поднимает или опускает колесо *15*. Датчик *4* обратной связи формирует сигнал, пропорциональный углу поворота колеса, который поступает на вход того же процессора *10*, который суммирует его с сигналом управления, поступающим от центрального процессора. Когда сумма становится равной нулю, ток в электрических обмотках усилителя тоже равен нулю, и его золотник устанавливается в нейтральное положение, отключая полости гидравлического цилиндра от линий нагнетания и слива насосной станции *19*. Вертикальное перемещение колеса *15* в этот момент соответствует сигналу управления, поступившему от центрального процессора системы управления высшего уровня.

Как видим, картина та же, что и в предыдущем случае. Разница лишь в номерах элементов схемы.

Во внештатных ситуациях процессоры *2*, *10* и *18* принимают консолидированное решение о реконфигурации систем. Например, при заклинивании золотника в электрогидравлическом усилителе *3* процессор *2* по электрическим сигналам датчиков *6* давления фиксирует постоянство давления в полостях гидравлического цилиндра при изменении полярности управляющего сигнала в обмотках электрогидравлического усилителя *3* и выдает сигнал в обмотки клапана кольцевания, который соединяет между собой полости гидравлического цилиндра *8*, переводя колесо в режим свободной выставки. При попадании колеса *15* в яму процессор *10* по сигналу датчика *4* обратной связи фиксирует перемещение колеса вниз и передает эту информацию в процессор *18*, который формирует сигнал, уменьшающий частоту вращения колеса до нуля.

Результаты расчетных исследований оценивались с помощью физического моделирования работы мехатронного опорно-ходового модуля на стенде, имитирующем работу системы "рулевой привод – колесный движитель – опорная поверхность" с работой подвески и, как расчетный случай, – при повороте колеса на неподвижном автомобиле [2]. При этом основной задачей, которую пришлось решать в ходе исследования работы рулевого привода и подвески, стало моделирование колесного движителя в пространстве. Для чего, помимо всего прочего, в каждый момент времени через обобщенные координаты с учетом формы распределения элементарных реакций рассчитывалось взаимное положение пятна контакта и оси поворота колеса. Затем в соответствии с рис. 4 (на нем: α – угол продольного наклона шкворня; β – угол поперечного его наклона; γ – угол развала колес; δ – угол увода колеса; θ – угол поворота колеса; ΔR_y, ΔR_z смещение боковой и нормальной реакций относительно центра пятна контакта колеса с опорной поверхностью; $X_{ок}$, $Y_{ок}$ – координаты точки пересечения оси поворота с опорной поверхностью; $R_д$ – динамический радиус колеса; $l_к$ – длина пятна контакта) вычислялся момент сопротивления повороту колеса:

$$M_{оп} = M_{R_x} + M_{R_y} + M_{R_z} + M_{пк}.$$

Расчет составляющих момента, вызываемых реакциями в пятне контакта (первые три слагаемые формулы), сложностей не представляет, так как этот вопрос достаточно хорошо изучен. Однако относительно определения последнего слагаемого, $M_{пк}$, единой сложившейся методики до сих пор нет. Поэтому пришлось факторы, влияющие на величину данного момента, исследовать на стенде физического моделирования. В том числе влияние размеров (длины и ширины) и конфигурации отпечатка шины (пятна контакта), нормальной нагрузки, коэффициента сцепления, а также взаимного положения шины и опорной поверхности (прежде всего – угол развала колеса). В итоге были получены распределения размеров пятна контакта в зависимости от давления воздуха в шине и нормальной нагрузки, а также фактические рисунки отпечатков. Что и позволило рассчитать, суммируя элементарные силы трения, максимальное значение $M_{пк}$, т.е. $M_{пк}^{max}$, используя формулу

$$M_{пк}^{max} = \Sigma\left(R_z \frac{S_i}{S_{пк}} \varphi R_i\right),$$

где $S_{пк} = \Sigma S_i$ – общая площадь контакта; φ – коэффициент сцепления.

Полученная с помощью приведенных выше формул зависимость $M_{оп}$ от угла θ поворота колеса (рис. 5) была проверена методом квазистатического его поворота, а предположение о нелинейности $M_{пк} = f(\theta)$ в околонулевой области подтвердилось. Причина такой нелинейности состоит в том, что элементы протектора, расположенные дальше от центра пятна контакта, достигают полного скольжения уже при малых углах поворота, в то

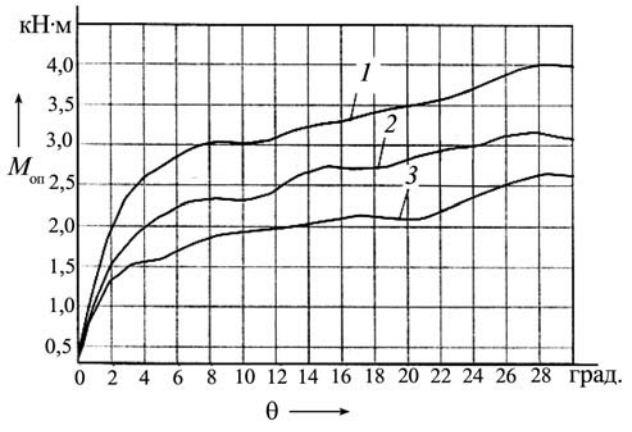

Рис. 5. Зависимость момента сопротивления повороту колеса от угла его квазистатического поворота и нормальной реакции R_z:
1 – R_z = 6 кН; 2 – R_z = 5 кН; 3 – R_z = 4 кН

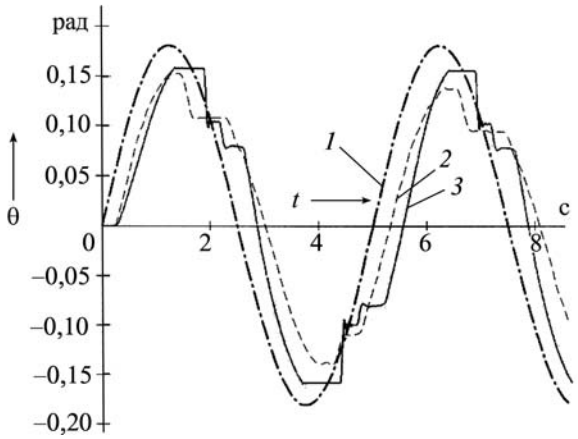

Рис. 6. Реакция имитационной модели поворота колеса автономным рулевым приводом:

1 – управляющий сигнал; *2* – результат расчета; *3* – результат эксперимента

время как деформация ближайших к центру элементов в этот момент еще мала. Возрастание значения момента на всем протяжении поворота объясняется увеличением "весового" стабилизирующего момента (составляющая M_{R_z}).

Результаты исследований показали (рис. 6) неплохую сходимость расчетного и лабораторного экспериментов по имитации поворота колеса на неподвижном автомобиле, а также реакций на управляющий сигнал параметров следящей системы управления поворотом колеса.

Входным управляющим сигналом на этом рисунке является электрический сигнал, соответствующий повороту колеса на заданный угол, который подается в контроллер мехатронного модуля и реализуется в виде необходимого приращения давления в исполнительном гидравлическом цилиндре привода поворота колеса. По значению нормальной реакции R_z, определяемой в системе управления подвески, и текущему углу θ поворота колеса находится из результатов лабораторных экспериментов, описанных выше, момент $M_{\text{по}}$ сопротивления повороту колеса. По значению $M_{\text{пк}}$ вычисляется требуемое давление в гидроцилиндре поворота колеса, которое сопоставляется со значением, заданным входным сигналом. Если они отличаются, то это сигнал на изменение давления.

Одновременно датчик обратной связи определяет реальный угол поворота колеса и информирует об этом контроллер.

Как уже упоминалось выше, обеспечение активной безопасности автомобилей и мобильных роботов – одна из важнейших проблем, которую решают их разработчики. Причем на основе того, что уже было разработано раньше. Например, АБС, ПБС и т.д. Не менее важно внедрение электронных тормозных систем нового поколения, под которыми понимаются не только АБС и ПБС, но и другие интегрированные электронные системы управления динамикой транспортного средства. В том числе и рассмотренные выше системы управления поворотом колеса и подвеской, которые отвечают не только за криволинейное движение и повышение плавности хода, но и обеспечивают надежный контакт колеса с опорной поверхностью дороги, противодействуют опрокидыванию и боковому скольжению автомобиля [4]. Эти системы в отличие от широко применяемых в настоящее время систем стабилизации, задача которых сводится к подтормаживанию соответствующих колес при опасности опрокидывания, благодаря совместной работе систем рулевого управления и активной или регулируемой подвески за счет активного противодействия крену позволяет проходить повороты с большой скоростью. И тем самым повысить не только безопасность, но и производительность автомобиля на маршруте. Так, эксперименты показали, что при выполнении маневра "переставка" после наезда на единичное препятствие, автомобиль с мехатронным опорно-ходовым модулем и совместной системой управления приводами рулевого управления и подвески совершает этот маневр без заноса на более высокой скорости, чем обычные АТС. Что вполне ожидаемо. Повышение устойчивости – результат того, что в опорно-ходовом модуле автомобиля контроллер оценивает численные значения момента сопротивления повороту колеса по давлению рабочей жидкости в электрогидравлической системе управления поворотом и использует их в качестве сравнивающего сигнала. Одновременно система управления подвеской управляет ее жескостными и демпфирующими характеристиками, которые пересчитываются в нормальную реакцию колеса и момент сопротивления в пятне контакта. Результат: при заданном угле θ поворота колеса обеспечивается возможность управления давлением в системе поворота в зависимости от нормальной реакции R_z колеса и момента $M_{\text{пк}}$ сопротивления в пятне контакта шины с опорной поверхностью дороги. То есть выполняются условия, необходимые для управления устойчивостью и управляемостью модуля путем функционального объединения систем подвески, рулевого управления и тормозов.

Таким образом, есть все основания утверждать, что принципиальная возможность использования электрогидравлических объемных приводов для рулевого управления и подвески колес автомобиля при их взаимодействии полностью подтверждены и что параметры компонентов следящих систем для коммерческого автомобиля большой грузоподъемности определены. И нет сомнения, что разработанная по результатам исследований документация на изготовление макетного образца мехатронного опорно-ходового модуля с шиной 1500×600×685 будет востребована.

Литература

1. Автомобиль будущего eWheelDrive от компании Ford. http://www.ewheeldrive.fordmedia.eu/enhanced.htm
2. Белоусов Б.Н., Швецов А.М., Наумов С.В., Купреянов А.А. Системы индивидуального привода в составе всеколесного рулевого управления // Механика машин, механизмов и материалов. НАН Республики Беларусь. 2008. № 1 (2). С. 33–37.
3. Beloousov B., Naumov S. and Ksenevich T. Autonomous Mechatronics-Based Locomotion Module for Multi-Wheel Vehicle and Terrestrial Robot Applications. SAE Int. J. Commer. Veh. 5(2):2012, doi:10.4271/2012-01-1913.
4. Белоусов Б.Н., Болдорев А.Г., Наумов С.В., Федотов И.В. Модель взаимодействия приводов управляемых систем подрессоривания колес и всеколесного рулевого управления как подсистем активной безопасности // Приводная техника. 2007. № 2. С. 14–20.

УДК 629.331

САМОБЛОКИРУЮЩИЙСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛ ПОВЫШЕННОГО ТРЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ "ФОРМУЛА SAE"

А.В. МУРЗИН
РУДН (963.624-92-29)

Дается информация о новом самоблокирующемся дифференциале повышенного трения, разработанном студентами РУДН.

Ключевые слова: *самоблокирующийся дифференциал, дифференциал, формула SAE, дифференциал возрастающего трения.*

Murzin A.V.

THE SELF-LOCKING LIMITED SLIP DIFFERENTIAL FOR THE FORMULA SAE CAR

Information about self-locking limited slip differential, which was worked in RUDN, is given.

Keywords: *limited-slip differential, differential, Formula SAE, differential increasing friction.*

Самоблокирующийся дифференциал в спортивных автомобилях – это средство повышения их устойчивости и управляемости на трассе, сокращения времени преодоления поворотов. Причем число конструкций и схем таких устройств очень большое. По сути, каждый производитель спортивных автомобилей применяет изделие собственной разработки. В связи с этим автор попытался проанализировать достоинства и недостатки существующих конструкций и на основе этого анализа создать наиболее оптимальный, с его точки зрения, ее вариант.

"Формула SAE" – своеобразное соревнование между техническими вузами: студенты и аспиранты за один год должны построить гоночный автомобиль и представить его судейской коллегии, состоящей из конструкторов ведущих автомобилестроительных фирм. В этом соревновании самое активное участие принимает и РУДН. Причем довольно успешно. Поэтому автор считает, что опыт работы студентов этого вуза будет интересен для читателей "АП".

В свое время в РУДН была поставлена задача разработать конструкцию дифференциала для спортивных автомобилей, удовлетворяющего следующим требованиям: небольшие габаритные размеры; обеспечение наилучших разгонных характеристик автомобиля; возможность крепления механизма непосредственно к двигателю. При этом в качестве дорабатываемого объекта был взят автомобиль с двигателем "Хонда CBR600" и встроенной коробкой передач.

Этот автомобиль имеет следующие технические характеристики: полная масса 265 кг; мощность двигателя – 48 кВт; крутящий момент – 46 Н·м; крутящий момент, действующий на корпус дифференциала – 900 Н·м; шины (слики) "Хусиер" 152,4×62,5×13 с максимальным коэффициентом сцепления на сухом асфальте – 48.

Анализ показал, что для автомобилей класса "Формула SAE", в принципе, подходят как червячные дифференциалы, так и дифференциалы дискового типа (возрастающего трения). Но, чтобы выбрать из многих их конструкций одну, пришлось изучать их технические характеристики. И прежде всего – значения коэффициентов $K_б$ блокирования этих дифференциалов, т.е. отношения момента на отстающем колесе к моменту на колесе забегающем (формула № 1 в таблице). При этом было установлено, что у червячных дифференциалов этот коэффициент находится в пределах 2...20, а у дисковых – в пределах 2...5. Автомобили класса "формула SAE" предназначены для эксплуатации только на гоночных трассах с асфальтовым покрытием, где срыв колес в буксование может произойти лишь в двух случаях: при движении на повороте (перераспределение массы между колесами) и наезде на пыльный участок асфальта. Поэтому было принято решение: коэффициент блокировки можно определять по формуле № 2. В итоге он получился равным 2,5.

Это означает, что для рассматриваемого автомобиля подходит и червячный, и дисковый дифференциалы. Но по ряду соображений предпочтение отдается дифференциалу дисковому (рис. 1), принцип работы которого иллюстрирует рис. 2. Трение в нем

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_б = M_{от} + M_{заб}$	$M_{от}$ – момент на отстающем колесе; $M_{заб}$ – момент на забегающем колесе
2	$K_{б\max} = (\varphi_{\max} + f) / (\varphi_{\min} + f)$	$\varphi_{\max}$ – максимальный коэффициент сцепления колес с дорогой; $\varphi_{\min}$ – минимальный коэффициент сцепления колес с дорогой; f – коэффициент сопротивления качению
3	$M_2 = G_k \varphi_{\min} r_k$	G_k – сила тяжести автомобиля, приходящаяся на данное колесо; r_k – радиус качения колес
4	$M_1 = M_2 K_б$	–
5	$K_б = \dfrac{M_{\max} + \left(\left(\dfrac{M_{\max}}{2 R \operatorname{tg} B}\right) + \left(\dfrac{M_{\max}}{r_2 n_c}\right)\right) uri}{M_{\max} - \left(\left(\dfrac{M_{\max}}{2 R \operatorname{tg} B}\right) + \left(\dfrac{M_{\max}}{r_2 n_c}\right)\right) uri}$	$M_{\max}$ – максимальный крутящий момент, действующий на корпус дифференциала; r_2 – радиус приложения окружной силы; n_c – число сателлитов; $B = 20°$ – угол зацепления; $\delta = 26{,}5°$ – половина угла начального конуса сателлита; u – коэффициент трения между фрикционными дисками; r – средний радиус фрикционных дисков; i – число пар трения; R – радиус до верхней точки оси сателлита

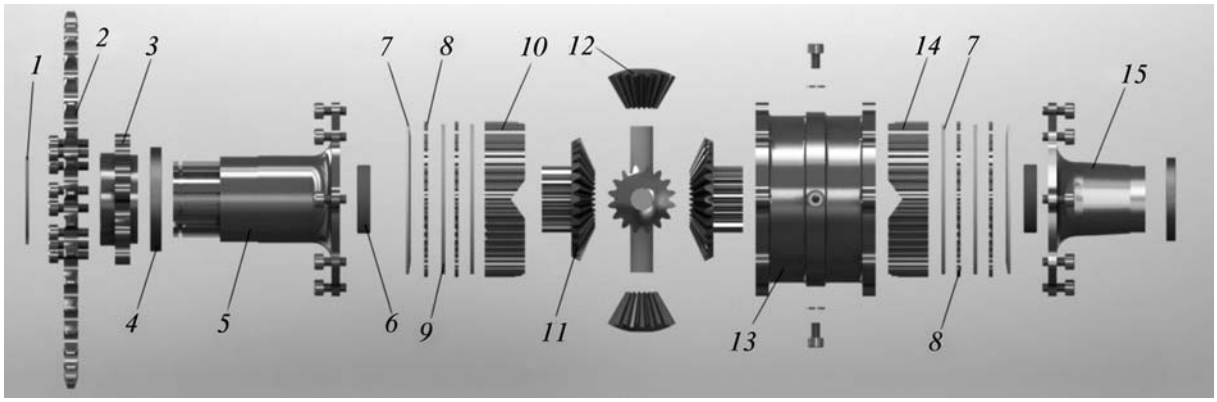

Рис.1. Устройство дискового дифференциала:

1 – стопорное кольцо; *2* – ведомая звезда; *3* – ступица звезды; *4* – шариковый радиальный подшипник; *5*, *15* – левая и правая крышка дифференциала; *6* – манжета; *7* – тарельчатая пружина; *8*, *9* – фрикционные диски; *10*, *14* – нажимные кольца; *11* – полуосевая шестерня; *12* – сателлит; *13* – корпус

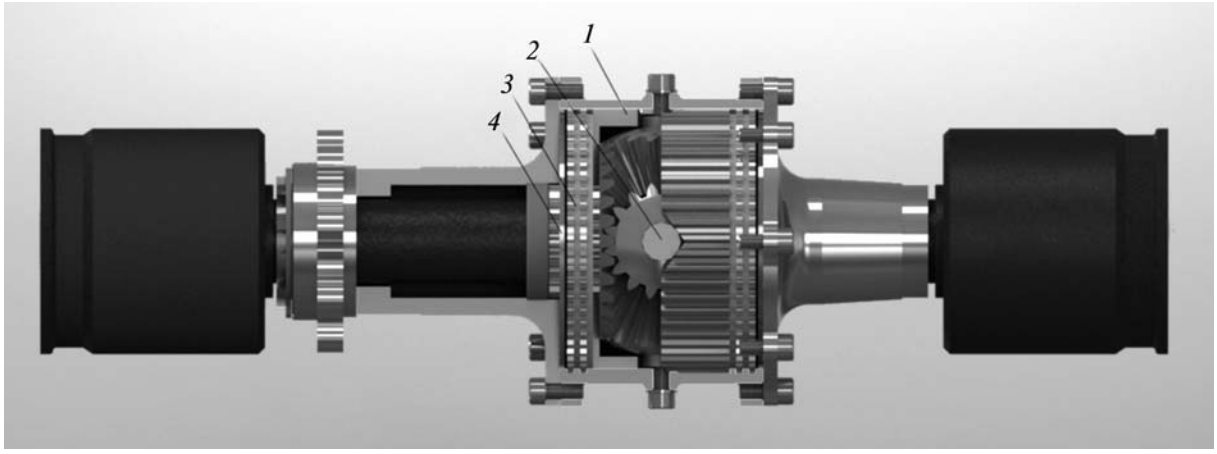

Рис. 2. Принцип работы дискового дифференциала:

1 – нажимное кольцо; *2* – ось сателлита; *3* – фрикционные диски; *4* – тарельчатая пружина

создается фрикционными дисками *3*, которые зажаты тарельчатыми пружинами *4*, обеспечивая тем самым предварительную блокировку (она, как правило, составляет 40...60 Н·м и предназначена для снижения пульсирующих моментов во время срабатывания основной блокировки). В процессе работы механизма и передачи крутящего момента на осях *2* сателлитов возникают осевые усилия, за счет которых оси скользят по наклонным поверхностям нажимных колец *1* и раздвигают их. И чем больше передаваемый крутящий момент, тем больше они раздвигаются, воздействуя на фрикционные диски и увеличивая степень блокировки. Если же одно из ведущих колес попадает на пыльный участок дороги, то максимальный передаваемый на это колесо крутящий момент определится сцепным "весом" автомобиля, а максимальный момент, передаваемый на второе колесо благодаря моменту трения, возникающему на фрикционных дисках, будет больше на величину этого момента. В итоге суммарное тяговое усилие на ведущих колесах при этом оказывается выше, чем у обычного дифференциала, что положительно сказывается на динамике автомобиля.

Режимы работы этого дифференциала во многом зависят от вида скоса на нажимных кольцах и коэффициента $K_б$ его блокирования (рис. 3). Таких режимов у разработанного дифференциала три. Первый – 2 way: дифференциал блокируется как при ускорении, так и при торможении автомобиля двигателем. Используется он, как правило, в соревнованиях по дрифту, когда автомобиль при торможении двигателем ведет себя нестабильно. Второй – 1,5 way: блокировка при торможении осуществляется более "мягко", что позволяет плавно "смещать" автомобиль в повороте с замедлением. Третий – 1 way: дифференциал блокируется только при ускорении. Применим он на кольцевых гонках.

Проанализировав эти режимы, разработчики нового дифференциала пришли к выводу, что для резких поворотов лучше всего подходит 1 way, поскольку он позволяет преодолевать эти повороты с минимальными затратами по времени. И так как, повторяем, коэффициент $K_б$ блокировки зависит от угла

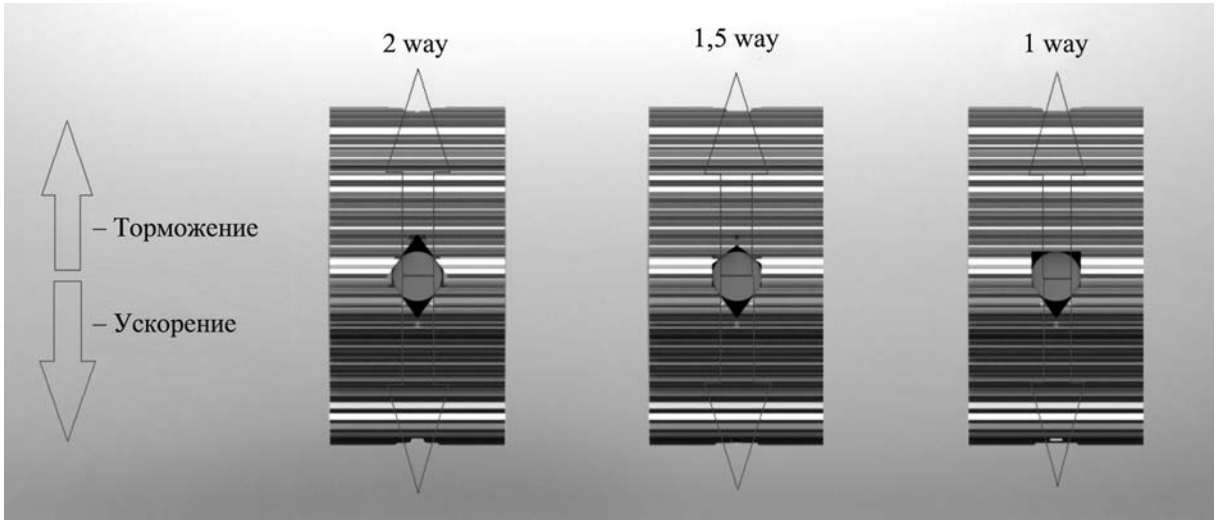

Рис. 3. Исполнение скосов на нажимных кольцах нового дифференциала

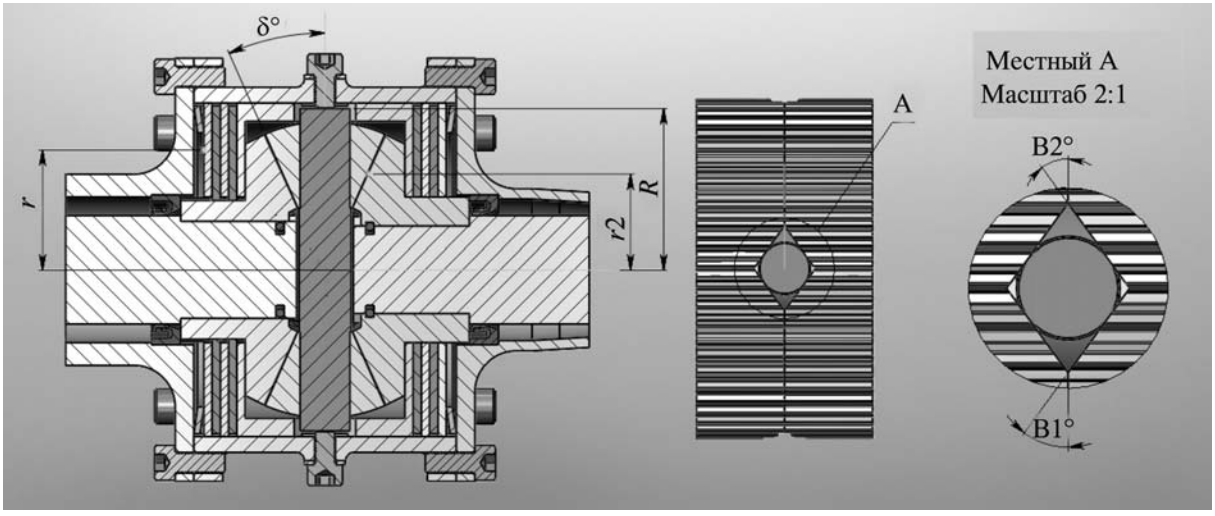

Рис. 4. Геометрические параметры нового дифференциала

скосов на нажимных кольцах (рис. 4), то угол δ скоса для ранее посчитанного значения этого коэффициента блокировки можно определить, решив уравнение № 5. В нашем случае, т.е. при $K_б = 2,5$, $\delta_1 = 78°$ и $\delta_2 = 0°$.

Рис. 5. Внешний вид нового дифференциала

Разработанный дифференциал (рис. 5) обладает следующими техническими характеристиками: крутящий момент предварительной блокировки – 40...45 Н·м; максимальный передаваемый момент – 1100 Н·м; масса – 2,45 кг; габаритные размеры – 203×105×105 мм. Все элементы его конструкций выполнены из сплавов алюминия (Д16Т и В95Т), что положительно сказывается на стоимости его изготовления: она не превышает 80...90 тыс. руб., для сравнения стоимость зарубежных аналогов превышает 110 тыс. руб. Основные же его достоинства – небольшие размеры корпуса, выполненного специально для его крепления непосредственно к двигателю автомобиля, а не к раме, что позволяет снизить массу автомобиля не только за счет самого дифференциала, но и за счет его креплений; возможность перенастройки – блокирование при торможении; быстрый старт (жесткое мгновенное включение). Все это позволяет существенно улучшить характеристики как данного автомобиля, так и других автомобилей "Формулы SAE".

УДК 629.113.066

МАЛООБОРОТНЫЙ ДАТЧИК ЗАЖИГАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Д-р техн. наук **Е.Д. СВИЯЖЕНИНОВ**
Санкт-Петербургский ИПМаш РАН
(905. 227-64-65)

Рассматривается способ многократного снижения вращения ротора датчика зажигания ДВС.

Ключевые слова: *роторный бесконтактный датчик зажигания ДВС, холловские и оптоэлектронные сенсорные пары, вращающиеся магнитный и световой экраны.*

Svijazheninov E.D.

INTERNAL COMBUSTION ENGINE IGNITION LOW-RPM TRANSDUCER

Technique for ignition transducer rotational speed multiple reduction is considered.

Keywords: *rotary contactless pickups for ICE, Hall and optical sensor pairs, magnetic and light shields.*

Бесконтактные датчики искрообразования, используемые в системах зажигания ДВС, – весьма распространенные автотронные устройства. Они применяются в рамках концепции системы независимого (многоканального) зажигания EFS, где в отличие от систем синхронного зажигания каждый цилиндр снабжен своим коммутатором, датчиком, катушкой и, конечно, свечой зажигания.

Каждая катушка в такой системе управляется независимо и подает искру только в один цилиндр, а коммутатор может быть выполнен либо в виде одного блока, работающего на все катушки, либо в виде отдельных блоков для каждой катушки. Катушки зажигания также могут быть как отдельными, так и общими и даже объединяться с коммутаторами.

Как видим, систем независимого зажигания много. Но в настоящее время наиболее популярна так называемая COP-система (COP – "Coil on Plug" – "катушка на свече"), в которой катушка зажигания устанавливается прямо на свечу, что позволяет полностью избавиться еще от одного недостаточно надежного компонента системы зажигания – высоковольтных проводов.

Основное преимущество систем независимого зажигания перед традиционными состоит в том, что у них электрическая нагрузка поровну распределена между несколькими ветвями системы. Благодаря этому токовая нагрузка, электрический износ, температурный "уход" характеристик ее элементов резко уменьшаются, а при выходе из строя датчика или катушки перестает работать только один цилиндр ДВС. То есть система в целом сохраняет свою работоспособность [1, 2].

Работает система независимого зажигания так.

Датчик формирует импульсы низкого напряжения первичной цепи, управляющие коммутатором, который, получив такой импульс, включает и выключает катушку зажигания. Он – бесконтактный и состоит из неподвижного статора и вращающегося ротора, расположенного внутри статора по его оси симметрии. Функция статора – размещение сенсорных пар "датчик Холла – постоянный магнит", число которых равно числу цилиндров ДВС, а функция ротора – магнитоэкранирование экрана с прорезью, разделяющего датчик Холла и магнит. Это означает, что за один полный оборот ротора датчик вырабатывает столько сигналов, сколько цилиндров у ДВС. Другими словами, обеспечивает подачу искры во все цилиндры в соответствии с порядком их работы. То есть в четырехтактном ДВС он совершает один оборот за те же два оборота коленчатого вала, что и распределительный вал. Но частота вращения коленчатых валов автомобильных двигателей, если их рассматривать исторически, непрерывно возрастала и в настоящее время составляет 5000...8000 мин$^{-1}$ [3]. Причина такого роста хорошо известна: максимумы вырабатываемых ДВС мощности и крутящего момента лежат в достаточно узких частотных диапазонах вращения коленчатого вала, причем диапазонах, расположенных именно вблизи высоких частот [4]. Следовательно, частота вращения ротора датчика достигает 2500...4000 мин$^{-1}$. Но для оптимального функционирования датчика такая частота совершенно не требуется. Более того, она вредна: резко снижаются функционально-эксплуатационные качества такого точного и ответственного автотронного устройства, как датчик зажигания. А именно: сокращается промежуток времени, в течение которого прорези экрана проходят каждую сенсорную пару, что аналогично малому времени замкнутого состояния контактов в контактной системе зажигания, а следовательно, не обеспечивается высокая надежность процесса воспламенения топливовоздушной смеси в цилиндрах ДВС; ротор датчика становится более чувствительным к его механической разбалансировке, т.е. изначально неизбежной несамоуравновешенности однощелевого экрана; увеличивает износ подшипниковых узлов ротора, вследствие этого возрастает уровень вибраций и снижается точность работы датчика, что приводит к перегреву и усталостному разрушению. Иначе говоря, если для коленчатого вала ДВС высокооборотность – необходимое эксплуатационное условие, то для роторного устройства его системы зажигания – существенный конструктивный недостаток. (Например, автору статьи приходилось наблюдать, как на частоте вращения коленчатого вала 3000 мин$^{-1}$ роторные датчики зажигания даже при незначительном недозакреплении вылетают из опор.)

Перечисленные выше проблемы привели к тому, что двигателестроители начали отказываться от роторных датчиков в пользу систем зажигания, не имеющих вращающихся частей вовсе [5]. А именно – в пользу цифровых электронных и микропроцессорных систем зажигания с зашитой в блок управления программой, которая работает по входным сигналам, снимаемым с нескольких датчиков. Однако такие системы сложны и многокомпонентны, что отрицательно сказывается на их надежности и ремонтопригодности. Скажем, классический роторный датчик зажигания можно

собрать, как говорится, "на коленке", он не требует электронных прошивок, зачастую дающих сбои; не боится ни теплового, ни радиационного воздействия, что особенно важно для специальной, прежде всего, военной техники. Поэтому отказываться от роторных датчиков нецелесообразно. Их нужно модифицировать и в первую очередь – путем уменьшения частоты вращения их ротора.

И такая возможность есть. Например, автор статьи разработал способ, позволяющий многократно снизить эту частоту. Его суть состоит в том, что полный цикл выдачи датчиком управляющих импульсов низкого напряжения на коммутатор и, далее, высокого напряжения по свечам зажигания всех цилиндров в порядке их работы осуществляется не за время полного оборота ротора, а только за весьма небольшой его поворот (пат. № 2362242 и № 2452066, РФ). Этот способ довольно просто полностью устраняет перечисленные выше проблемы: статор датчика зажигания n-цилиндрового ДВС содержит не одну, а несколько (n) равномерно расположенных по окружности сенсорных пар "датчик Холла – постоянный магнит", а ротор состоит из магнитоэкранирующей цилиндрической оболочки, разделяющей все n датчиков Холла и постоянных магнитов, имеет $(n+1)$ или $(n-1)$ равномерно распределенных по окружности прорезей. При этом низкое управляющее напряжение снимается с датчиков Холла последовательно на цепи свечей зажигания всех цилиндров в порядке их работы не за время полного оборота ротора-экрана, а только за время его поворота на угол $\frac{2\pi}{(n+1)}$ или $\frac{2\pi}{(n-1)}$ в направлении, совпадающем с направлением вращения ротора (прямое искрообразование) или противоположном (обратное искрообразование). Следовательно, требуемая для нормального функционирования системы зажигания частота вращения ротора датчика снижается, по сравнению с традиционным датчиком зажигания, снабженным n сенсорными парами и экраном с одной прорезью в

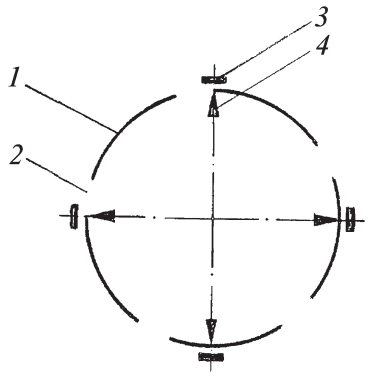

Рис. 1. Малооборотный датчик зажигания четырехцилиндрового ДВС:

1 – магнито- или светоэкранирующая цилиндрическая оболочка (экран); *2* – равномерно распределенные по окружности оболочки прорези; *3* – датчик Холла или фоточувствительный элемент; *4* – постоянный магнит или светодиод

$(n+1)$ или $(n-1)$ раз, а время замкнутого состояния, равное времени прохождения прорези экрана между сенсорной парой, наоборот, увеличивается в то же число раз.

Схема разработанного автором малооборотного датчика зажигания приведена на рис. 1. Она включает вращающийся ротор и магнитоэкранирующую цилиндрическую оболочку – экран *1* с равномерно распределенными по окружности прорезями *2*, разделяющие равномерно установленные по окружности статора радиально с малым зазором образующие сенсорные пары датчик Холла *3* и постоянный магнит *4*. Экран, как сказано выше, содержит $(n+1)$ или $(n-1)$ прорезей, угловые положения которых при прямом искрообразовании удовлетворяют условиям $\gamma \le \delta = \frac{2\pi}{n(n+1)}$, а при обратном искрообразовании – условию $\gamma \le \delta = \frac{2\pi}{(n-1)n}$ (реализации искрообразования). При этом число $n_{сп}$ сенсорных пар "датчик Холла – постоянный магнит" равно числу $n_{дв}$ цилиндров ДВС, т.е. $n_{сп} = n_{дв} = n$.

Теперь обратимся к рис. 2. На нем направление вращения экрана *1* показано стрелками *f* (частота вращения экрана *1*), передние края прорезей *2* этого экрана по ходу его вращения – вращающимися лучами r_i, а сенсорные пары *3*, *4* – неподвижными лучами *s* с индексами *i*, *j*, соответствующими порядковым номерам прорезей *2* экрана *1* и сенсорных пар *3*, *4*. Ключевая особенность предложенной схемы, как видно из этого рисунка, состоит в том, что углы между r_i, s_i составляют $(i-1)\,\delta$, т.е. образуют натуральную последовательность (1, 2, 3, ...).

Допустим, что в начальный момент времени передний край одной из $(n+1)$ (см. рис. 2, *а*) или $(n-1)$ (см. рис. 2, *б*) прорезей *2* экрана *1* совпадает с одной из n сенсорных пар *3*, *4* (см. рис. 1). Магнитный поток постоянного магнита *4* в этом случае открывается, и начинается срабатывание датчика Холла *3*. Затем прорезь постепенно перекрывается и магнитный поток закрывается. При повороте экрана на угол $\delta = \frac{2\pi}{n(n+1)}$ (прямое искрообразование) или на угол $\delta = \frac{2\pi}{(n-1)n}$ (обратное искрооб-

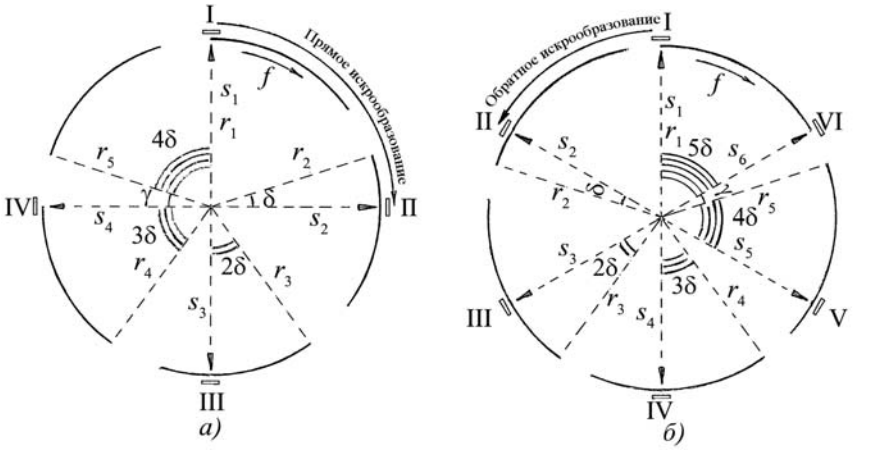

Рис. 2. Схема прямого (а) и обратного (б) искрообразований для четырехцилиндрового ДВС

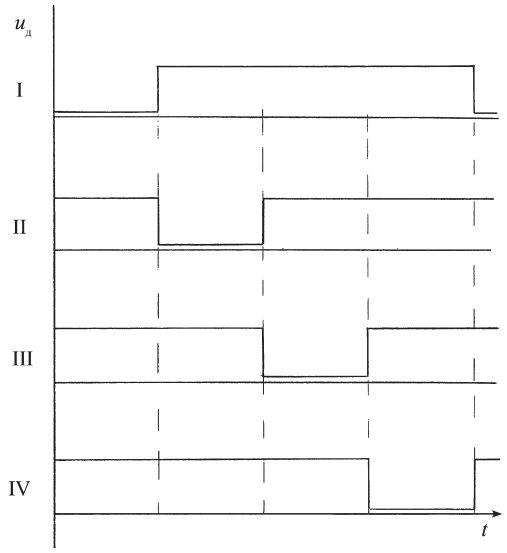

Рис. 3. Временные развертки управляющих низковольтных сигналов, снимаемых с каждой из n сенсорных пар

разование) открывается магнитный поток соседнего по направлению или против вращения экрана магнита на свой датчик Холла. Таким образом, частота искрообразования при той же частоте вращения экрана *1* получается соответственно в $(n+1)$ или $(n-1)$ раз выше, чем в традиционном датчике зажигания по прототипу. В итоге полный цикл коммутации управляющих импульсов происходит не за полный период вращения экрана, как в традиционном датчике, а только за $(n+1)$-ю или $(n-1)$-ю его часть. Поэтому при повороте экрана на угол $\frac{2\pi}{n+1} = n\delta$ или на угол $\frac{2\pi}{n-1} = n\delta$ происходит последовательное срабатывание всех датчиков Холла в прямом или обратном направлении. Следовательно, требуемая частота вращения $(n+1)$- или $(n-1)$-щелевого экрана будет соответственно, как сказано выше, в $(n+1)$ или в $(n-1)$ раз меньше частоты вращения однощелевого экрана, дающего ту же частоту коммутации. То есть экран в предложенной схеме выполняет функцию мультипликатора (умножителя) частоты искрообразования в $(n+1)$ или в $(n-1)$ раз, и его частота вращения должна быть во столько же раз снижена. Значит, при одной и той же длине прорези экрана время замкнутого состояния, или время работы сенсорной пары пока внутри нее проходит эта прорезь, увеличивается в те же $(n+1)$ или $(n-1)$ раз. Это – результат выбранной геометрии фигуры датчика, которая обладает осевой симметрией $(n+1)$- или $(n-1)$-порядка, т.е. при повороте ротора на угол $\frac{2\pi}{n+1} = n\delta$ или $\frac{2\pi}{(n-1)} = n\delta$ фигура совмещается сама с собой. Однощелевой же датчик обладает, очевидно, лишь осевой симметрией первого порядка, поэтому его соответствующая фигура совмещается сама с собой при повороте ротора на угол 2π.

Таким образом, частота ν коммутации связана с частотой f вращения экрана следующими соотношениями: для прямой коммутации – $\nu = f(n+1)$, для обратной – $\nu = f(n-1)$. При этом случаю $\gamma = \delta$ отвечает коммутация, когда последовательные срабатывания датчиков происходят без разрывов во времени (слитно), а случаю $\gamma < \delta$ – дискретная коммутация, когда эти срабатывания происходят с определенными разрывами по времени (раздельно), т.е. между последовательными срабатываниями сенсоров содержится некоторая временная пауза.

Что касается времени замкнутого состояния (времени срабатывания одной сенсорной пары), то при $\gamma = \delta$ оно равно $\frac{1}{\nu n}$, а при $\gamma < \delta - \frac{\gamma}{\delta \nu n}$.

Когда экран *1* проходит в зазоре между магнитом *4* и датчиком Холла *3*, магнитный поток периодически шунтируется, в результате чего на выходе каждой сенсорной пары, в виде прямоугольных импульсов низкого напряжения, формируется сигнал (рис. 3) об угловом положении коленчатого вала, который поступает в электронный коммутатор. Коммутатор, как обычно, формирует токовый импульс напряжения, подает его в первичную обмотку катушки зажигания. Последняя, в свою очередь, выдает на свечу зажигания импульс высокого напряжения (рис. 4).

Для реализации предлагаемого способа можно использовать не только магнитоэлектрические, но и оптические датчики. Причем без какого-либо изменения их компоновочной схемы (см. рис. 1). Для этого датчик Холла достаточно заменить фоточувствительным элементом, а постоянный магнит – светодиодом, способным функционировать как в видимом, так и в инфракрасном спектрах. Или еще лучше – лазерным диодом.

Работают оптические датчики следующим образом.

Луч света от светодиода или лазерного диода попадает на фоточувствительный элемент (фототранзистор или фотодиод), если в зазоре между ними находится прорезь экрана, а если непрозрачный элемент – световой канал перекрывается. Поэтому цилиндрическая оболочка-экран выполняется из любого непрозрачного материала, т.е. она должна быть не магнитоэкранирующая, а всего лишь светоэкранирующая. Отсюда следует функционально эквивалентный вариант испол-

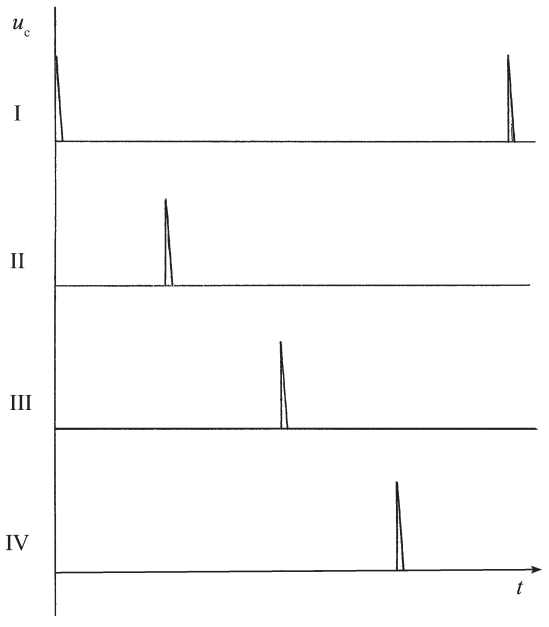

Рис. 4. Временные развертки высоковольтных напряжений, поступающих на свечи каждого из n цилиндров ДВС

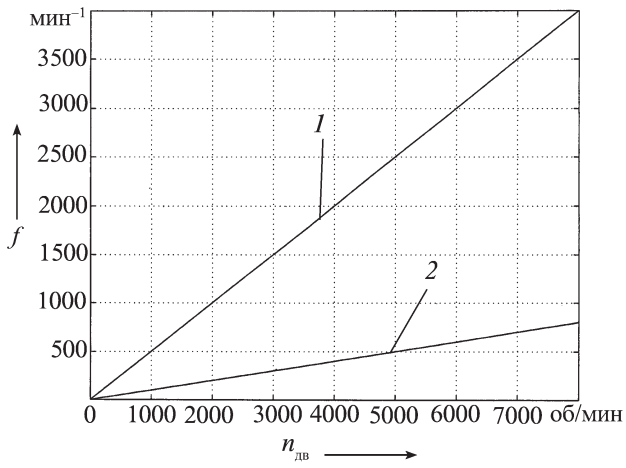

Рис. 5. Зависимость частоты вращения ротора датчика зажигания от частоты вращения коленчатого вала ДВС и типа датчика:
1 – традиционный датчик Холла; *2* – предлагаемый датчик

нения датчика зажигания ДВС на оптопарах (пат. № 2457356, РФ).

Такой датчик состоит из вращающейся вместе с ротором светоэкранирующей цилиндрической оболочки с равномерно распределенными по окружности прорезями, разделяющей равномерно установленные по окружности статора радиально с малым зазором *n* сенсорные оптопары. Каждая оптопара содержит фоточувствительный элемент и светодиод. Световой экран содержит $(n+1)$ и $(n-1)$ прорезей для реализации прямого или обратного искрообразования соответственно.

В качестве примера рассмотрим схему прямого искрообразования для четырехцилиндрового двигателя $(n=4)$ и схему обратного искрообразования для шестицилиндрового двигателя $(n=6)$.

В обоих случаях должен быть использован экран *1* с одинаковым числом прорезей *2*, равным пяти $(n=5)$. Требуемая частота вращения ротора такого экрана будет ровно в 5 раз ниже частоты вращения ротора датчика с однопрорезным экраном-ротором. То есть, если для традиционного датчика, принятого за прототип, частота вращения ротора только в 2 раза ниже частоты вращения коленчатого вала, то для предлагаемого – в 10 раз (500...800 мин$^{-1}$ вместо 2500... 4000 мин$^{-1}$). Это хорошо иллюстрирует рис. 5, на котором приведены частоты вращения пятипрорезного экрана (*2*) по предлагаемой схеме датчика и однопрорезного экрана (*1*) по схеме прототипа.

Как видим, при $n_{дв}=4$ и $n_{дв}=6$ ротор датчика, снабженного пятипрорезным экраном, действительно вращается ровно в 10 раз медленнее коленчатого вала, а не в 2 раза, как в прототипе. Кроме того, в 5 раз, по сравнению с прототипом, увеличивается время замкнутого состояния, что повышает надежность отработки искрового разряда на контактах свечей и, следовательно, надежность процесса воспламенения топливовоздушной смеси в цилиндрах ДВС. Наконец, многократно уменьшается джоулевое тепловыделение, температурный "уход" электрических характеристик и износ элементов системы зажигания.

Отметим, что для шестицилиндрового двигателя, $n_{дв}=6$, еще выгоднее использовать семипрорезной экран ротора. Тогда требуемая частота вращения ротора датчика уменьшается в 7 раз и во столько же раз увеличивается время замкнутого состояния. Вообще, с увеличением числа цилиндров ДВС ($n_{дв}$ = 8, 10, 12) эффект введения разработанной инновации усиливается, особенно при применении $(n+1)$-прорезного экрана ротора датчика.

Таким образом, использование $(n+1)$- или $(n+1)$-прорезного экрана ротора и *n*-сенсорных пар статора снижает частоту вращения ротора датчика зажигания соответственно в $(n+1)$ или в $(n-1)$ раз, что существенно уменьшает уровень механических вибраций, тепловыделения и динамических нагрузок на подшипниковые узлы ротора, т.е. повышает его механическую надежность, увеличивает время замкнутого состояния и, следовательно, качество отработки искрового разряда на контактах свечей и процесса воспламенения топливовоздушной смеси.

Литература

1. Соснин Д.А. Электрическое, электронное и автотронное оборудование легковых автомобилей. М.: Солон-Пресс, 2010. – 384 с.
2. Дентон Т. Автомобильная электроника. М.: NT Press, 2008. – 576 с.
3. Ютт В.Е. Электрооборудование автомобилей. М.: Горячая линия-Телеком, 2009. – 440 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1990. – 228 с.
5. Демидович Р. Система зажигания легковых автомобилей. Минск: РА "Автостиль", 1998. – 112 с.

УДК 629.113.004.67

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОРГАНИЗАЦИИ РЕМОНТНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АГРЕГАТОВ КАРЬЕРНЫХ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ САМОСВАЛОВ

Кандидаты техн. наук **В.С. ШАТЕРНИКОВ** и
Н.А. ЗАГОРОДНИЙ, М.В. ШАТЕРНИКОВ,
д-р техн. наук **В.А. КОРЧАГИН**
ЦЭАТ "Белгородцентравто", БГТУ имени В.Г. Шухова,
Курский АИ (903. 024-59-50)

Приводится сравнительный анализ ремонтного обслуживания агрегатов карьерного автотранспорта, характеристика агрегатно-узлового метода его ремонтного обслуживания.

Ключевые слова: *обезличенный метод ремонтного обслуживания, необезличенный метод ремонтного обслуживания, техническое состояние, работоспособность, агрегатно-узловой метод, карьерный транспорт, восстановление элементов, ремонтная база.*

Shaternikov V.S., Zagorodniy N.A., Shaternikov M.V., Korchagin V.A.

IMPROVEMENT OF THE ORGANIZATION OF CORRECTIVE MAINTENANCE OF UNITS OF CAREER HEAVY-LOAD CARS DUMP TRUCKS

Analysis to not depersonalized and depersonalized corrective maintenance of units of career autotransport and characteristic modular nodal are given.

Keywords: *the depersonalized method of the corrective maintenance, not depersonalized method of corrective maintenance, technical condition, working capacity, modular and nodal method, the career transport, restoration of elements, repair bases.*

В настоящее время есть много специалистов, которые утверждают: от капитального ремонта автотранспортных средств пора отказаться. Он, во-первых, имеет низкое качество, во-вторых, связан с большими простоями АТС на ремонте и, в-третьих, дорог. Однако, по мнению авторов, такая позиция по отношению к АТС, занятым в горнодобывающей промышленности, по меньшей мере, не служит делу технического прогресса и ориентирует на одностороннее толкование проблемы ремонтного обслуживания АТС и их агрегатов. И это легко доказать.

СССР распался, и в России сейчас нет предприятий по производству большегрузных автомобилей-самосвалов. Поэтому для удовлетворения потребностей горнорудной отрасли в транспортной работе приходится эксплуатировать отремонтированную технику: именно она сейчас обеспечивает до 50 % такой работы. Проведение ремонтных воздействий на самосвал позволяет использовать те его агрегаты, которые имеют достаточный ресурс, а значительный объем труда, овеществленного в неполностью изношенных агрегатах, дает огромную экономию металла: его расход при восстановлении детали, как показывает практика, почти в 30 раз ниже, чем при ее изготовлении.

Даже эти факты говорят о том, что ремонтные воздействия – объективная необходимость, которая диктуется не только техническими, но и экономическими причинами. И давно уже доказано, что по всем слагаемым экономической эффективности затрат общественного труда проведение первого капитального ремонта значительно выгоднее приобретения нового АТС или его агрегата. Поэтому при решении рассматриваемой проблемы речь должна идти не о ликвидации капитального ремонта, как такового, а лишь о сокращении числа таких ремонтов до целесообразного с точки зрения экономической эффективности за весь срок службы АТС минимума. И такой вывод абсолютно справедлив в отношении большегрузных самосвалов. По мнению авторов, должен быть именно один капитальный ремонт. И вот почему.

Во-первых, самосвалы большой грузоподъемности – техника мелкосерийная. Поэтому ее производители считают выпуск большого количества запасных частей для нее и их содержание на складах в ожидании очередных капитальных ремонтов самосвалов экономически нецелесообразно.

Во-вторых, такие АТС имеют низкий уровень ремонтопригодности, закладываемый при создании их конструкции. Достаточно сказать, что в США на решение проблемы ремонтопригодности аналогичной техники тратится до 1 млрд долл. ежегодно, а у нас на порядок меньше. В итоге затраты на ремонтное обслуживание машин у них почти в 3,5 раза меньше, чем у нас.

В-третьих, формы технического обслуживания и ремонта самосвалов и их агрегатов, реализуемые в нашей стране, далеки от совершенства. Например, у нас до недавнего времени господствовала такая форма, как обезличенный ремонт, стоимость которого составлял 70...80 % стоимости нового изделия.

В-четвертых, качество ремонта самосвалов у нас как было, так и остается низким. Так, ресурс капитально отремонтированного двигателя ЯМЗ-240Н обычно не превышает 50 % ресурса нового.

Удерживающаяся высокая стоимость капитального ремонта в сочетании с обезличенным методом ремонтного обслуживания привела к тому, что цеха технологического транспорта (ЦТТ), имеющиеся в составе предприятий горнорудной про-

мышленности, стали выполнять ремонтные воздействия либо своими силами, либо эксплуатировать агрегаты на "износ", а затем доукомплектовывать их утильными деталями и отправлять на специализированные ремонтные предприятия. Отсюда снижение качества ремонтного обслуживания и значительный расход новых запасных частей.

К числу негативных последствий обезличенного ремонтного воздействия следует отнести и то, что существенно (на ~30 %) возрастает общая трудоемкость воздействия, поскольку неоправданно увеличивается доля разборочно-сборочных работ, нарушается приработанность высокоресурсных сопряжений в процессе разборки, на ~20 % повышается вероятность повреждения годных к эксплуатации деталей. В результате высокий уровень неопределенности в ресурсах заново собранных агрегатов, а значит, и самосвала в целом.

Очевидно, что сложившееся положение с ремонтным обслуживанием большегрузных самосвалов нужно исправлять. Тем более что необходимые для этого предпосылки есть. Например, идет непрерывное совершенствование конструкции агрегатов самосвалов, бурно развиваются методы и средства безразборного диагностирования технического их состояния, позволяющие оценить каждое поступающее на ремонтное обслуживание изделие, а следовательно, и назначить те ремонтные воздействия, которые соответствуют фактическому его техническому состоянию. То есть полностью исключить обезличенные методы ремонта, а значит, значительно сократить число дорогостоящих ремонтных воздействий, снизить трудоемкость и главное – повысить качество и ресурс агрегата после ремонтного обслуживания. Иными словами, переход на современные методы и средства диагностирования позволяет назначать ремонтные воздействия только по фактическому техническому состоянию агрегата.

Сказанное выше – не только теоретические соображения. Выполненные в Курском автодорожном институте исследования доказывают, что внедрение необезличенного ремонтного обслуживания или его проведение с незначительной долей обезличивания в условиях ЦТТ горнорудных предприятий позволяет улучшить показатели эффективности и качества восстановленной техники при сохранении индустриального метода ремонтного обслуживания. Более того, максимальный эффект может быть достигнут только при оптимальном соотношении индустриальных форм и индивидуальных методов контроля технического состояния восстанавливаемых агрегатов. И это возможно при соблюдении следующих условий: агрегат за весь срок его службы подвергается только одному капитальному ремонту; необезличенный ремонт выполняется только на агрегатах, впервые поступающих на ремонтное обслуживание; предремонтная безразборная диагностика обеспечивается с помощью средств индивидуальной оценки технического состояния элементов агрегатов; остаточный ресурс этих элементов и их износы, выявленные в результате диагностирования, используются для внедрения категорий ремонтного обслуживания по трудоемкости и стоимости; затраты на ремонтное обслуживание соответствуют фактически выполненным работам.

Проведенные исследования показывают [3, 4], что внедрение в практику необезличенного ремонтного обслуживания дает следующие результаты.

Ресурс двигателей ЯМЗ-240Н увеличивается с 45 (при обезличенном обслуживании) до 81 тыс. км (при необезличенном ремонтном воздействии) пробега, т.е. на 80 %; экономится 30...35 % запасных частей; суммарная трудоемкость сборки ДВС снижается на 28...30 %, а расходы на приработку – на 25 %. При этом качество ремонтного фонда значительно улучшается. То есть необезличенное ремонтное обслуживание, что называется, с лихвой компенсирует некоторое увеличение, по сравнению с обезличенным, затрат на его проведение.

Еще один резерв повышения эффективности ремонта самосвалов большой грузоподъемности – реализация агрегатно-узлового метода: он позволяет использовать ресурс наиболее долговечных элементов, снизить продолжительность простоев в ремонтном обслуживании, значительно увеличить срок службы агрегата до капитального ремонта. Что, в свою очередь, сокращает общее число капитальных ремонтов агрегатов и повышает их качество.

Действительно, суть агрегатно-узлового метода ремонтного обслуживания состоит в том, что работоспособность агрегата восстанавливается заменой не отдельных вышедших из строя его элементов, а всего узла, в состав которого входит отказавшая деталь. При этом ремонт становится вполне доступным для промышленности, поскольку не нужно обеспечивать многие размерные и "весовые" параметры деталей, а также их балансировку.

Конечно, для внедрения агрегатно-узлового метода ремонтного обслуживания необходима четкая организация централизованного восстановления агрегатов и узлов, поскольку их поставка заводам-изготовителям самосвала при сложившейся сейчас ситуации весьма сомнительна. Но опыт такого восстановления уже имеется. Например, белгородское ЗАО "Гормаш" довольно успешно восстанавливает узлы и агрегаты самосвалов БелАЗ и "Комацу"; Первый донецкий АРЗ – узлы и агрегаты автомобилей КамАЗ и КрАЗ. И там и там восстанавливаются такие узлы ДВС, как ЦПГ, коленчатый вал в сборе с вкладышами и махови-

ком, головка цилиндров с клапанным механизмом, фрикционы ГМП и т.д.

Исследования и опыт внедрения агрегатно-узлового метода ремонтного обслуживания двигателей ЯМЗ-240 и ЯМЗ-240Н доказали его высокую экономическую эффективность. Так, проведение агрегатно-узлового ремонта этих двигателей в ЦТТ Лебединского и Стойленского ГОКов дало следующие результаты: стоимость замены гильзопоршневого комплекта, включая стоимость запасных частей (поршневые кольца и резиновые уплотнения) составил 19 782 руб.; продолжительность простоев в ремонтном обслуживании 7...8 смен (56...64 ч); трудоемкость замены ремонтного комплекта – 41,4 чел.-ч; послеремонтный ресурс – 81 тыс. км пробега. При проведении же капитального ремонта этих двигателей на специализированном ремонтном предприятии его стоимость обошлась бы в 226,6 тыс. руб. (+145 %), трудоемкость ремонтного обслуживания – 300 чел.-ч (+720 %).

В связи с этим возникает вопрос: почему Министерство металлургии РФ, несмотря на прогрессивность агрегатно-узлового метода ремонтного обслуживания, не спешит с его внедрением на предприятиях горнорудной промышленности?

И еще одна очень важная проблема. Если проанализировать себестоимость капитального ремонта любого агрегата большегрузного самосвала, то становится очевидным: доля используемых запасных частей у нас составляет 40...65 %. Это говорит о том, что в Российской Федерации восстановлением изношенных деталей и узлов практически никто не занимается. За рубежом же это одно из развиваемых направлений. Например, в США более 25 % потребности в запасных частях обеспечивается именно за счет восстановления деталей. И если бы мы вышли на такой показатель, то, как показывают расчеты, при расширении номенклатуры восстановленных деталей узлов и агрегатов большегрузных самосвалов удалось за год сэкономить до 450 тыс. т металла.

Однако чтобы выйти на такие показатели, необходимо создать техническую базу, внедрить прогрессивные формы организации труда, повысить уровень механизации работ и производительность оборудования, сократить затраты труда и средств. Что непросто, но возможно.

Так, учитывая значительную удаленность предприятий горнорудной промышленности друг от друга, желательно создавать промежуточные звенья между ЦТТ этих предприятий и специализированными авторемонтными предприятиями. Это позволило бы максимально освободить ЦТТ от дорогостоящих затрат на поддержание парка самосвалов в работоспособном состоянии и не загружать, без необходимости, авторемонтные предприятия агрегатами, работоспособность которых может быть восстановлена с гораздо меньшими затратами труда и средств, чем выполнение капитального ремонта. Таким промежуточным звеном могли бы стать базы централизованного ремонтного обслуживания (БЦРО), которые охватывали бы несколько ЦТТ, расположенных на небольших расстояниях друг от друга. Причем целесообразность создания ЦБРО необходимо рассматривать с учетом интересов всей системы, включающей подсистемы "производство", "эксплуатация", "ремонтное обслуживание". База по ремонтному обслуживанию самосвалов должна состоять из следующих типов предприятий, соответствующих каждому уровню технологической сложности ремонтных работ: мастерские ЦТТ ГОКов, выполняющие малотрудоемкие ремонтные воздействия без разборки агрегатов; БЦРО, которые осуществляют наиболее сложные ремонтные воздействия, связанные с разборкой агрегата для замены неработоспособных узлов (агрегатно-узловой метод ремонтного обслуживания); специализированные предприятия по капитальному ремонту агрегатов, организационной основой которых является необезличенный метод ремонтного обслуживания.

Такая структура, безусловно, создает предпосылки для совершенствования организации ремонтного обслуживания и повышения эффективности использования подвижного состава карьерного автомобильного транспорта.

Литература

1. Дехтеринский Л.В. Некоторые теоретические вопросы технологии ремонта машин. М.: Высшая школа, 1970.
2. Ремонт автомобилей: учебник для вузов / Л.В. Дехтеринский, К.Х. Акмаев, В.П. Апсин и др. Под ред. Л.В. Дехтеринского. М.: Транспорт, 1992. – 295 с.
3. Отчет Лебединского ГОКа о выполнении плана по себестоимости товарной продукции. Губкин: ЛГОК, 2005–2012. – 48 с.
4. Отчет Стойленского ГОКа о выполнении плана по себестоимости товарной продукции. Старый Оскол: СГОК, 2005–2012. – 52 с.

УДК 621.923.5

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ МЕТОД ВОССТАНОВЛЕНИЯ ГИЛЬЗ ТРАКТОРНЫХ ДВС

Д-р техн. наук **Ю.Н. ПОЛЯНЧИКОВ,**
канд. техн. наук **М.Ю. ПОЛЯНЧИКОВА**
Волгоградский ГТУ (8442. 23-15-05)

Рассматривается способ хонингования с переменной по высоте детали скоростью резания.

Ключевые слова: *хонингование, восстановление и ремонт двигателей внутреннего сгорания.*

Polyanchikov Yu. N., Polyanchikova M. Yu.

PERSPECTIVE METHOD OF TRACTOR ENGINE SLEEVES RECOVERY

The method of honing with variable detail height cutting speed is considered.

Keywords: *honing, repair and restoration of internal combustion engines.*

Поскольку экономическое состояние хозяйств агропромышленного комплекса России не позволяет и в ближайшее время вряд ли позволит обновить машинотракторный парк в требуемом объеме, то наиболее эффективным способом его поддержания в работоспособном состоянии следует считать восстановление изношенной техники. Тем более что это выгодно. Ведь давно доказано [1]: при дефектации списанных тракторов только 20...25 % их деталей подлежат выбраковке, а 30...45 % можно восстановить. Причем себестоимость восстановленных деталей не превышает 50...70 % цены новых, а ресурс достигает 80...90 % ресурса последних.

Однако этот резерв используется далеко не полностью. Например, при списании, скажем, трактора в металлолом отправляются чуть ли не все его агрегаты, в том числе и такой дорогостоящий, как ДВС. Хотя многие детали двигателя, повторяем, можно восстановить. В частности, гильзы его цилиндров, поршни и т.д. И причина такой бесхозяйственности одна – отсутствие технологий, обеспечивающих высокое качество ремонтных работ.

Авторы статьи попытались решить эту проблему применительно к гильзе цилиндра тракторного дизеля А-41. И вот что при этом установлено.

В процессе эксплуатации дизеля внутренняя поверхность гильз его цилиндров приобретает форму конуса, устранить которую довольно сложно. Дело в том, что на современных двигателях интервалы межремонтных размеров гильз стали значительно меньше размеров, устанавливаемых ранее. Поэтому общий припуск, снимаемый по традиционному технологическому процессу обработки при ремонте (растачивание, шлифование, двукратное хонингование и притирка), оказывается значительно больше допускаемого интервала на размер. В итоге гильза после ремонта может не попасть в число годных, т.е. идет в металлолом.

Чтобы избежать этого, авторы решили снимать повышенный припуск не со всей поверхности гильзы, а лишь в области вершины образовавшегося в процессе эксплуатации конуса.

В соответствии с этой идеей ими был разработан (пат. № 2305620, РФ) способ обработки отверстий, принципиально отличающийся от традиционных. Его суть – непрерывное изменение скорости $v_{вр}$ вращательного движения хонинговальной головки в течение цикла хонингования детали при постоянной скорости $v_{вп}$ возвратно-поступательного движения этой головки.

При таком сочетании $v_{вр}$ и $v_{вп}$ следы обработки при каждом рабочем ходе инструмента не совпадают со следами обработки, полученными на предыдущем рабочем ходе. В результате значительно повышается производительность процесса обработки отверстия. Кроме того, непрерывное изменение отношения $v_{вр} / v_{вп}$ ведет к изменению угла α_c направления движения абразивного зерна, т.е. дает постоянно изменяющуюся нагрузку на режущие грани с включением в работу все новых граней, что позволяет абразивным зернам до конца использовать свои режущие свойства. Следовательно, увеличивает износостойкость инструмента. Но, главное, съем металла получается неравномерным по высоте гильзы: он больше именно там, где нужно.

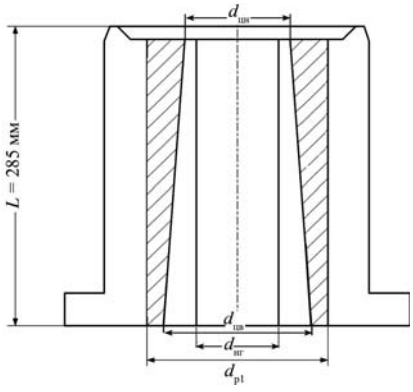

Рис. 1. Разрез гильзы двигателя А-41

Смысл предложенного способа иллюстрирует рис. 1, на котором показан разрез гильзы двигателя А-41. На нем: $d_{нг}$ – диаметр новой гильзы; $d_{р1}$ – первый рассмотренный ее размер; $d_{цв}$ – диаметр верхней части конуса, образовавшегося в процессе эксплуатации ДВС; $d_{цн}$ – диаметр нижней части конуса, образовавшегося в процессе эксплуатации ДВС; заштрихованные площади – объем металла, снимаемого при обработке поверхности гильзы.

Поскольку съем металла зависит от скорости вращения хонинговальной головки, то ее необходимо увеличивать лишь на участке вблизи вершины конуса, т.е. там, где при исправлении формы этот съем должен быть большим, и уменьшать на остальной части длины гильзы. Поэтому при каждом движении головки вверх скорость ее вращения увеличивается, а при движении вниз – уменьшается. Причем интервалы ее изменения выбираются экспериментально, исходя из трех условий – обрабатываемый материал, обрабатывающий инструмент, величина конусности.

Предлагаемый способ обработки реализуется с помощью частотного преобразователя, включенного в систему питания трехфазного электродвигателя привода вращения хонинговальной головки, управление которым осуществляется с помощью программируемого логического контроллера, предназначенного для создания систем автоматизированного управления технологическим оборудованием. Логику работы этого контроллера определяет потребитель, реализуя процесс его программирования в среде CoDeSys.

Все перечисленное авторы проделали, повторяем, применительно к гильзе дизеля А-41, параметры которой были следующие: требуемый ремонтный диаметр – 130,04 мм, высота – 285 мм, материал – СЧ21.

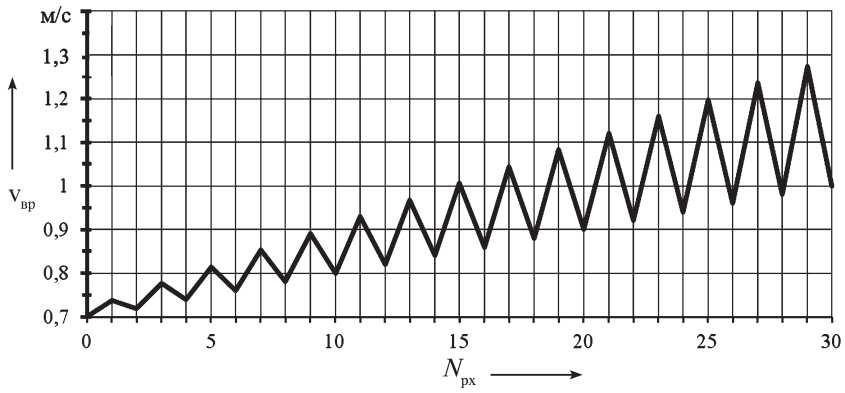

Рис. 2. Циклограмма изменения скорости вращения ($v_{вр}$) хонинговальной головки

Принимая во внимание тот объем металла, который необходимо снять при восстановлении гильзы на каждый ремонтный размер (заштрихованная область на рис. 1), в ходе экспериментов была разработана программа регулирования скорости $v_{вр}$ вращения хонинговальной головки (рис. 2). Она, в соответствии с замыслом, реализует принцип "неповторяющегося следа", т.е. при движении хонинговальной головки к вершине конусности скорость ее вращения увеличивается, а при обратном движении – уменьшается. При этом увеличение и уменьшение скорости вращения при каждом ходе инструмента всегда разные, поэтому режущие зерна никогда не попадают в свои ранее прорезанные риски-царапины.

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод: при восстановлении чугунных гильз ДВС традиционные приемы многостадийного технологического процесса не только можно, но и нужно заменить хонингованием с переменной по высоте гильзы скоростью вращения инструмента. Потому что такой способ позволяет значительно уменьшить износ инструмента, повысить производительность и точность обработки, а также качество поверхности восстановленных гильз, резко сократить число гильз, не подлежащих восстановлению.

Литература

1. Гуськов В.А. Развитие вторичного рынка сельскохозяйственной техники // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. № 2. С. 3–6.

УДК 625.754.6:

ОБ ИНВЕСТИЦИЯХ В ПРИДОРОЖНУЮ ИНФРАСТРУКТУРУ В ПЕРИОД ИННОВАЦИОННОГО РАЗВИТИЯ СТРАНЫ

С.В. ЮДИН
ПГУПС, г. С-Петербург (950. 224-10-03)

Рассматривается проблема инвесторов в строительство автодорог и придорожной инфраструктуры.

Ключевые слова: *транспортная система, придорожная инфраструктура, инвестор, экономическая эффективность, инвестиционный проект.*

Yudin S.V.

ABOUT INVESTMENT IN AUTOROADSIDE INFRASTRUCTURE AT PERIOD OF INNOVATION EVOLUTION OF COUNTRY

Problems of investments in building of autoroadside infrastructure at period of investing development of country are considered.

Keywords: *mobil system, autoroadside infrastructure, investor, cost-effectiveness, investment project.*

Развитие автотранспортной системы стало в настоящее время необходимейшим условием реализации ее инновационной модели экономического роста нашей страны и улучшения качества жизни населения. Дело в том, что, несмотря на благоприятные тенденции в работе отдельных участков общегосударственных и региональных автомагистралей, эта система в целом пока еще не отвечает ни существующим, ни перспективным потребностям. Это особенно ярко проявляется в области технического оснащения инженерных сооружений и безопасности дорожной инфраструктуры. Причем данная проблема не является проблемой отдельных субъектов РФ, а носит комплексный характер, проявляется как на региональном, так и федеральном уровнях. То есть в стране, по сути, нет единой автотранспортной системы. И автомобильный транспорт с этой точки зрения – не исключение.

Решением этой проблемы озабочены все, включая высшие эшелоны государственной власти. Свидетельство тому – недавно озвученные Президентом РФ планы строительства большого дорожного кольца вокруг Москвы, завершающееся строительство автомагистрали "Запад–Восток" и т.д. То есть планы и программы рационального развития сети автомобильных дорог.

Для их реализации, естественно, требуются очень большие финансовые ресурсы. Значительную их часть, как всегда, дает государство (бюджет). Но не обойтись и без частных инвесторов [1].

А у них интерес один – получение прибыли. То есть экономическая эффективность дорожного строительства. В связи с этим при его планировании необходимо учитывать, что в роли частных инвесторов могут выступать прежде всего владельцы и пользователи автодорог. Потому что для них экономическая эффективность Э строительства дорог (отношение конечного результата к затраченным ресурсам) проявляется через множество факторов – экономию

Номер этапа	Содержание этапа	Результат реализации этапа
1	Оценка интенсивности движения транспорта на автодороге	Алгоритм оценки интенсивности движения
2	Оценка влияния конфигурации автодороги на экономическую эффективность придорожных сооружений	Варианты проектов конфигурации придорожных сооружений и результат их оценки
3	Оценка влияния прогнозного тарифа за проезд на эффективность придорожных сооружений	Алгоритм определения размера платы за проезд
4	Оценка экономической эффективности инвестиций относительно каждого варианта проекта	Принятие управленческого решения о строительстве придорожных сооружений

при перевозке людей и грузов ($Э_в$) за счет погашении времени пребывания их в пути; сокращение издержек $Э_{изд}$ на обеспечение сохранности перевозимых товаров; уменьшение $Э_{дтп}$ потерь, связанных с ДТП, и затрат $Э_э$ на реализацию экологических мероприятий, а также через повышение активности предпринимательской деятельности ($Э = Э_в + Э_{изд} + Э_{дтп} + Э_э$).

Все перечисленное довольно легко просчитывается с помощью методик, записанных в нормативных документах "Росавтодора", которые позволяют определять текущие и единовременные затраты на каждый шаг расчетного периода и выгоды от строительства, рассчитывать статические и динамические показатели, оценивать проект в условиях неопределенности и риска. Но эти документы позволяют получить информацию только для собственно автомобильных дорог – дорожного полотна. И совершенно не учитывают интересы такой группы потенциальных инвесторов, как владельцы придорожной инфраструктуры (автосервис, автозаправочные станции, пункты питания и т.п.). Сделать инвестиционные проекты привлекательными для представителей малого бизнеса – огромный инвестиционный резерв. Чтобы его реализовать, для тех, кто проектирует и строит дороги, придорожная инфраструктура должна быть тоже инвестиционно привлекательной. И определить уровень этой привлекательности инновационного проекта можно по формуле $И = \Delta A_{нм} / \Delta A_{общ}$ (здесь $\Delta A_{нм}$ – увеличение стоимости нематериальных активов предприятия после реализации проекта; $\Delta A_{общ}$ – общая стоимость внеоборотных активов после реализации проекта), приводимой в методике "Росавтодора".

Правда, при этом нормативно-методическую базу "Росавтодора" придется несколько расширить с учетом стохастической природы социально-экономических факторов. В частности, разработать технологию оценки влияния на параметр "И" плотности дорог и наличия сервисных предприятий в околодорожном пространстве, а также последствия ущерба для людей и техники в результате незначительных ДТП.

Методологию оценки эффективности инвестиционных проектов строительства автодорожной инфраструктуры можно разделить на четыре этапа (см. таблицу).

Наконец, значительной группой потенциальных инвесторов в строительство дорожной сети могут стать "неавтомобильные" отрасли экономики: топливная энергетика, металлургия и др. Ведь автотранспорт ежегодно потребляет ~18 % дизельного топлива, 6 % электроэнергии, 10 % лесоматериалов, производимых в стране и т.д. [2]. Кроме того, он спо-

собствует повышению производительности труда, сокращая время доставки грузов или проезда до места работы.

Для того чтобы инвестиции в дорожное движение стали интересными для потенциальных инвесторов, необходимы капитальные вложения в этот бизнес и экономически обоснованные технические решения, учитывающие все непосредственные затраты, а также необходимые предварительные и сопутствующие капиталовложения, эксплуатационные расходы и долговечность строящихся конструкций. Кроме того, очевидно для них необходима система оценки и управления рисками в хозяйстве придорожных сооружений, позволяющая расчетным путем, причем с достаточно высокой степенью достоверности, оценивать надежность сооружений, определять вероятность их безотказной работы, их долговечность и ремонтопригодность, а также прогнозировать изменение текущего состояния сооружений во времени. И на этой основе позволяющая принимать оптимальные управленческие решения, дающие возможность при минимальных затратах получить приемлемый уровень риска.

Литература

1. Акимов В.В., Герасимова А.Г., Макарова Т.Н., Мерзляков В.Ф., Огай К.А. Экономика отрасли. М.: РИОР, 2007. – 284 с.
2. Васильев А.П. Эксплуатация автомобильных дорог. М.: ИЦ Академия, 2013. – 318 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

учебное пособие **А.А. Гусев, И.А. Гусева**

2013 г. Объем 416 с. Формат 60x88 1/16 Переплет ISBN 978-5-94275-722-9 Цена 700 р.

Изложены теория и практика конструирования современных прогрессивных приспособлений для механосборочных производств. Подробно представлен метод автоматизированного проектирования приспособлений и рационального их конструирования. Показаны точностные и силовые расчеты.

Даны зависимости для проведения экономических расчетов при применении различных видов приспособлений.

Во 2-м издании (1-е вышло в 2007 г.) представлены зарекомендовавшие себя на практике методы проектирования и средства автоматизации для мелкосерийных производств, показана высокоэкономичная система технологической оснастки для автоматической серийной многономенклатурной сборки изделий.

Для студентов и аспирантов технических вузов. Может быть полезно инженерно-техническим работникам машиностроительных предприятий.

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительная информация по телефонам: (499) 269-52-98, 269-66-00 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 620.178.156.6

РАДИАЛЬНЫЕ ДЕФОРМАЦИИ И ПОГРЕШНОСТИ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ КАЧЕНИЯ КАК СЛЕДСТВИЕ ПРЕССОВЫХ ПОСАДОК КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ С КОРПУСОМ И ВАЛОМ

Кандидаты техн. наук **Б.В. ШАНДРОВ** и
И.А. БУЛАВИН, А.Ю. ГРУЗДЕВ
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Приведены результаты исследований погрешностей формы поверхностей качения колец подшипников, устанавливаемых в корпусах и на валах редукторов ведущих мостов АТС.

Ключевые слова: *технологическая оснастка, подшипник, редуктор, гарантированный диаметральный натяг, деформация, погрешность взаимного положения колец, погрешность форм.*

Shandrov B.V., Bulavin I.A., Gruzdev A.Yu.

RADIAL DEFORMATIONS AND ERRORS OF A FORM OF SURFACES OF SWING OF RINGS OF BEARINGS OWING TO PERFORMANCE OF PRESS CONNECTIONS WITH THE CASE AND SHAFT

Constructive options of reducers and the analysis of landings of rings of bearings are given in this article the case and on a shaft. Results of probes of errors of a form are given in surfaces of swing of rings of bearings after performance of the press joints, arising owing to uneven ruggedness of case elements, and also owing to a distortion of rings at a press fitting. The reasons of emergence of errors of a form are established at a press fitting of inner races on a shaft.

Keywords: *industrial equipment, bearings, the reducer, the guaranteed diametrical tightness, deformations, errors of mutual provision of rings, form errors.*

В редукторах ведущих мостов автомобилей, как известно, при монтаже должна быть обеспечена полная неподвижность наружных и внутренних колец подшипников. Это требование обусловлено тем, что проворот колец всегда ведет к потере осевого преднатяга подшипника, нарушению параметров зацепления (бокового зазора и пятна контакта) конической передачи и работоспособности редуктора в целом.

Для удовлетворения этого требования кольца подшипников устанавливают с натягом. Например, наружные кольца подшипников ведущей шестерни редуктора легковых автомобилей, выполненные по двухопорной схеме (рис. 1), монтируют в корпусе (стакане) подшипников с посадками ∅140 (*P*7/*l*6) и ∅150 (*P*7/*l*6), в результате гарантированный диаметральный натяг составляет 0,03...0,09 мм. При этом внутреннее кольцо переднего подшипника, расположенного непосредственно у конической ведущей шестерни, имеет посадку ∅70 (*L*6/*p*6), которая обеспечивает гарантированный натяг 0,02... 0,04 мм, а внутреннее кольцо заднего подшипника, наоборот, устанавливается с зазором ∅65 (*L*6/*g*6), что позволяет разбирать узел в процессе ремонта. Усилия запрессовки, гарантирующие перечисленные выше натяги наружных колец, составляют 20...40 кН, а внутреннего кольца – 10...20 кН.

Что касается подшипников ведомой шестерни рассматриваемого редуктора, то их внутренние кольца напрессовываются на чашки дифференциала тоже с гарантированным натягом ∅80 (*L*6/*p*6).

Чтобы обеспечить такие натяги, т.е. надежное базирование собираемых деталей до сборки, и исключить погрешности монтажа (главным образом – перекос колец подшипников после окончания сборки с корпусом и валом), на кафедре "Технология машиностроения" МАМИ разработан комплекс специальной технологической оснастки. Однако, как показали последующие исследования, после выполнения прессовых соединений с его помощью в некоторых редукторах обнаруживаются отклонения от круглости поверхностей качения напрессованных колец. Это означает, что погрешности формы поверхностей качения, приводящие к выходу из

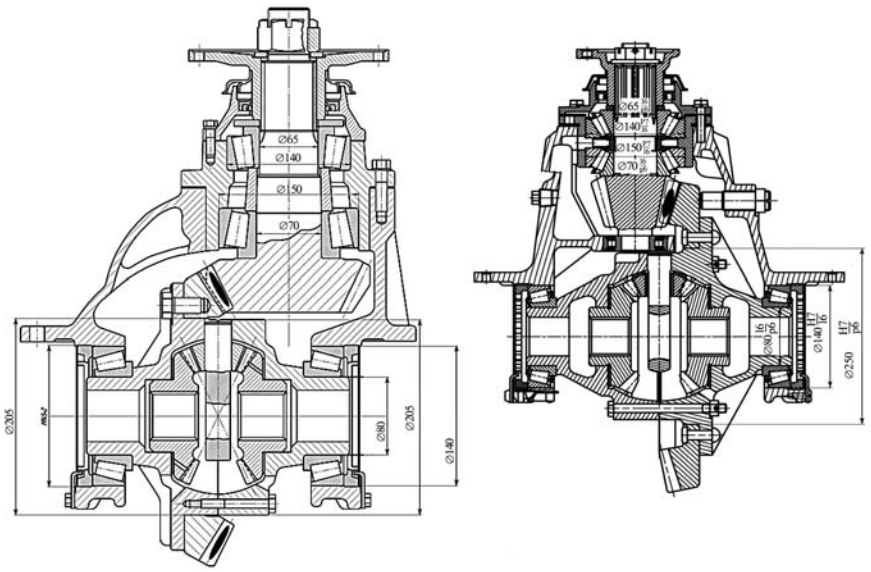

Рис. 1. Схема редуктора ведущего моста с двухопорной ведущей шестерней

строя подшипников, обусловлены не только перекосами колец при монтаже, но и по другим причинам. И эти причины специалисты МАМИ установили в процессе многолетних исследований качества выполнения неподвижных соединений колец подшипников с корпусом и валом в редукторах ведущих осей легковых и грузовых автомобилей. В частности, доказали, что качество сборки подшипниковых узлов этих редукторов в значительной степени зависит от исходных параметров корпуса и вала и величины диаметрального гарантированного натяга в соединении. И вот почему.

Если взять конический роликоподшипник, применяемый в рассматриваемых редукторах, то отношение диаметра D к толщине h его наружного кольца, как правило, находится в диапазоне от 10 до 30. То есть наружное кольцо – элемент маложесткий, следовательно, при его посадке с натягом в корпус редуктора это кольцо, по логике, должно принимать форму посадочного отверстия. И если жесткость стенок отверстия в корпусе неравномерна, то и кольцо после его запрессовки окажется неравномерно деформированным.

Такое чисто логическое соображение полностью подтверждает эксперимент.

Авторами были изготовлены четыре модели корпусов жесткостью по периметру (рис. 2). В них с натягом 0,03...0,07 мм запрессовывались наружные кольца роликовых подшипников. При этом до и после выполнения прессовых соединений с помощью кругломера "Калибр-218" осуществлялся контроль, т.е. снималась круглограмма

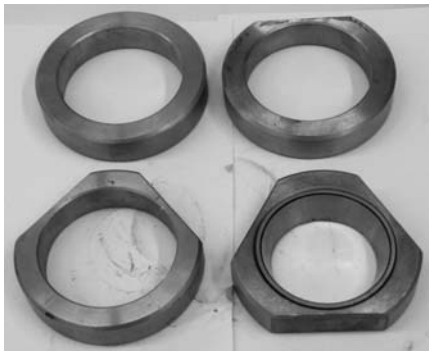

Рис. 2. Модели корпусов с неравномерной жесткостью

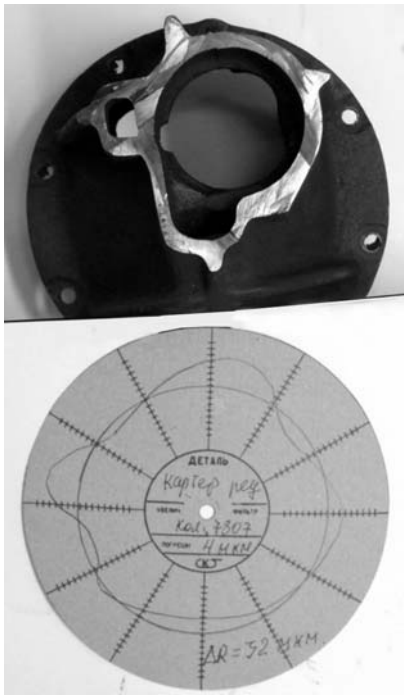

Рис. 3. Круглограмма поверхности качения наружного кольца подшипника после его запрессовки в корпус, имеющий несимметричные ребра жесткости и масляные каналы

отверстий в корпусе и соединениях "кольцо–корпус". Их анализ показал, что форма отклонений колец от круглости точно соответствует неравномерному радиальному сечению корпусов, а величина погрешностей формы запрессованных колец находится в диапазоне от 20 до 50 мкм. И это при исходных погрешностях для корпусов и колец, равных соответственно 8 и 2 мкм, т.е. когда единая погрешность для колец была равна допустимой. Иными словами, после сборки колец с корпусом с неравномерной жесткостью действительные погрешности на поверхностях качения превысили допуск в 10...25 раз.

Результаты, полученные в экспериментах с моделями корпусов редукторов, подтверждены и круглограммами поверхности качения наружного кольца, запрессованного в реальный корпус, имеющий ребра жесткости и масляные каналы, которые создают резкие перепады жесткости в радиальном сечении.

Как видно из рис. 3 наружное кольцо подшипника после запрессовки в корпус редуктора легкового автомобиля деформируется. Причем его отклонения от круглости составляют в зависимости от натяга от 25 до 48 мкм, точно копируя изменение жесткости корпуса. И эта картина особенно рельефна в случаях, когда часть окружности наружного кольца подшипника попадает на масляный канал и не контактирует с охватывающей поверхностью. В данном случае кольцо подвергается еще бóльшим деформациям (рис. 4).

Вторая причина погрешностей подшипников качения в редукторах ведущих осей АТС – недостаточная точность расточки отверстий под подшипники. Исследования, выполненные авторами на автозаводах, показали: после финишной обработки корпусов нередки случаи систематических погрешностей формы выполненных в них отверстий под подшипники. Причем эти погрешности могут быть как в виде элипсности, так и в виде огранки трехгранного профиля.

Анализ причин появления погрешностей обоих типов позволил

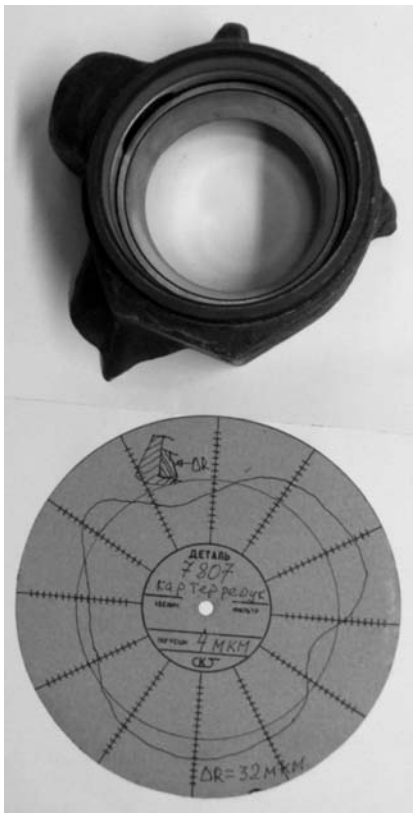

Рис. 4. Круглограмма поверхности качения наружного кольца подшипника после его запрессовки в горловину картера редуктора, имеющего два ребра жесткости и масляный канал, исключающий контакт кольца с корпусом

установить, что первая из них, элипсность, возникает вследствие биения шпинделя расточного станка или установленной в нем борштанги, а трехгранный профиль – из-за чрезмерного зажатия корпуса в трехкулачковом патроне.

Но поскольку величина погрешности формы после такой расточки, как правило, находится в поле допуска на сам размер, выполняемый на данной операции, то детали поступают на сборку и после запрессовки в них колец подшипников их погрешности формы частично переходят (копируются) на закаленное до 60...62 HRC. Кольцо при его запрессовке в корпус из ковкого чугуна одной своей стороной срезает микростружку, изменяя тем самым точность формы отверстия и в конечном положении прилегает к этой измененной поверхности корпуса, следовательно деформируется. Поэтому на поверхности качения кольца и возникает отклонение от круглости в виде характерной только для этого случая формы (рис. 5).

Авторы попытались избежать перечисленных выше погрешностей, заменив напрессовку "свободной" сборкой наружных колец подшипников с корпусом редуктора. Для этого они использовали два способа – нагрев охватывающей детали (корпуса) и охлаждение охватываемой детали, т.е. кольца.

Как оказалось, оба способа дают один и тот же результат: наружное кольцо подшипника свободно, без дополнительной нагрузки устанавливается в отверстие. Но погрешность формы кольца получается на 15...20 % больше, чем при его запрессовке в холодном состоянии. Причина очевидна: закаленное кольцо при его холодной запрессовке частично исправляет форму отверстия, т.е. действует как дорн, и при этом часть радиального натяга теряется, что уменьшает деформации.

Качество сборки неподвижных соединений проверялось и для

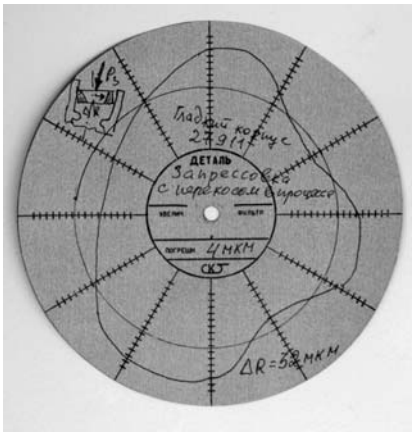

Рис. 5. Круглограмма поверхности качения наружного кольца подшипника после его запрессовки в реальный корпус редуктора

внутреннего кольца подшипника. И здесь установлено следующее.

Внутреннее кольцо обладает большей жесткостью, чем наружное кольцо. Поэтому при его напрессовке на вал с гарантированным натягом имеет лучшие базирование и направление. В связи с чем требуемые пределы значений натягов для этих колец оказываются несколько меньше, чем у наружных колец, если равны 0,02...0,05 мм. Поэтому, казалось бы, и погрешности формы при их напрессовке должны быть меньше, чем у наружных колец. Однако на практике это не всегда так: в отдельных конструкциях редукторов такие погрешности тоже довольно большие. Их причина – особенности технологии механообработки цилиндрических и шлицевых шеек на финишных шлифовальных операциях. Например, если взять ведущую вал-шестерню, то на финишной операции ее обработка ведется тремя шлифовальными кругами, установленными на одном шпинделе. При этом один круг обрабатывает наружный диаметр шлицевой части вала, а два других – посадочные цилиндрические шейки для внутренних колец подшипников. При шлифовании шлицев возникают вибрации, которые передаются на остальные шлифовальные круги. Из-за чего на поверхности посадки кольца подшипника появляется волнистость в пределах 10...20 мкм. Понятно, что при напрессовке внутреннего кольца подшипника на такую шейку вала на поверхности качения возникает погрешность формы, копирующая волнистость на шейке. Причем величина волн на шейке составляет ~40...50 % волнистости на валу.

Как показывают результаты стендовых испытаний в дорожных условиях и анализа причин разрушенных редукторов в лабораториях МАМИ, перечисленные выше погрешности на поверхностях качения конических роликоподшипников резко снижают долговечность последних и работоспособность редукторов в целом. Они, а также результаты теоретического анализа позволяют сделать следующие выводы.

1. При проектировании неподвижных соединений "кольцо–корпус" необходимо исключать неравномерный профиль радиального сечения корпуса, в отверстие которого запрессовывается наружное кольцо подшипника.

2. В технологиях сборки редукторов, т.е. при выполнении прессовых соединений с гарантированным натягом следует применять специальную технологическую оснастку, исключающую погрешности базирования и перекосы кольца и корпуса.

3. Технологии механообработки должны исключать погрешности формы поверхностей посадочных мест в корпусе и на валах после финишных операций, для чего нужно обеспечить 100 %-й контроль этих параметров точности и качества.

Литература

1. Воронин А.В. Оценка точности сборки подшипниковых узлов автомобильных агрегатов // Автомобильная промышленность. 1978. № 4. С. 31–34.
2. Воронин А.В., Шандаров Б.В. Некоторые особенности сборки главных передач автомобилей // Автомобильная промышленность. 1978. № 5. С. 36–38.

УДК 621.3.012.5

ВЫСОКОЭЛАСТИЧНАЯ ШИНА И ДОРОЖНАЯ НЕРОВНОСТЬ. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ

Канд. техн. наук **В.И. ПРЯДКИН,**
д-р техн. наук **З.А. ГОДЖАЕВ**
ФГБОУ "ВГЛТА", ОАО "ФИИЦ М" (985. 928-24-08)

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по оценке сглаживающей способности шин сверхнизкого давления.

Ключевые слова: *траектория, неровность, шина сверхнизкого давления.*

Pryadkin V.I., Godzhaev Z.A.,

MODELLING THE INTERACTION OF ELASTIC TIRE WITH THE ROUGHNESS

The results of theoretical and experimental studies on the tyre's ability creates an ultra-low pressure are reduced.

Keywords: *trajectory, roughness, tyre extra-low pressure.*

Шина сверхнизкого давления – то звено АТС, которое воздействует на его динамическую систему, поэтому ее сглаживающая способность определяет уровень колебаний и динамическую нагруженность его узлов и деталей. При этом исследования этой способности показывают, что при преодолении дорожной неровности ось колеса, оснащенного такой шиной, поднимается на высоту, которая всегда меньше высоты преодолеваемой неровности, что увеличивает зону действия неровности на колесо [1, 2]. Кроме того, отмечается, что сглаживающая способность шин тем выше, чем меньше давление воздуха в них.

Такова качественная сторона проблемы. Однако при проектировании АТС необходимо знать и сторону количественную, иначе оценить сглаживающую способность шин невозможно. Такую информацию по обычным шинам получают с помощью математического моделирования. Но для шин сверхнизкого давления соответствующих аналитических зависимостей пока, к сожалению, нет. В связи с чем авторы статьи попытались заполнить этот пробел, для чего провели соответствующие экспериментальные и теоретические исследования. Причем целью экспериментальных исследований было основанное на опытах построение траекторий оси колеса при качении его по единичной неровности.

В качестве объекта исследования авторы взяли шину-оболочку ОШ-1, а в качестве инструмента – стенд с гидравлическим приводом в почвенном канале.

Для исследования процесса взаимодействия шины-оболочки с поверхностью качения использовались неровности, характерные для движения АТС в тяжелых дорожных условиях: пороговая неровность высотой $H = 150$ мм и такой же длиной R и неровность в виде трапеции высотой $H = 150$ и длиной $R = 350$ мм [3]. Нагрузка на шину составляла, как рекомендуют авторы работы [4], 2454 Н (250 кгс), а давление воздуха в ней – 15 кПа (0,15 кгс/см^2).

Полученная в ходе экспериментов траектория оси колеса при преодолении "точечной" пороговой неровности (кривая *1* на рис. 1) имеет три ярко выраженных участка: "*a–b*" въезда на неровность и "*c–d*" съезда с нее, которые представляют собой прямые линии, а также участок "*b–c*" движения колеса по неровности в форме сегмента. При этом точка "*a*" есть точка контакта шины с ребром неровности; участок "*a–b*" – участок, где шина деформируется; точка "*b* " – точка максимальной деформации шины, вследствие чего колесо отрывается от поверхности качения и движется по участку "*b–c*" до его въезда на вершину неровности. Когда ось колеса совпадает с серединой неровности, траектория максимально поднята: в точке "*c*" шина касается поверхности качения. Точка "*d*" – съезд шины с неровности.

На этом же рисунке приведена расчетная зависимость (кривая *2*) подъема $H_у$ оси колеса на отдельных участках ($L_в$,

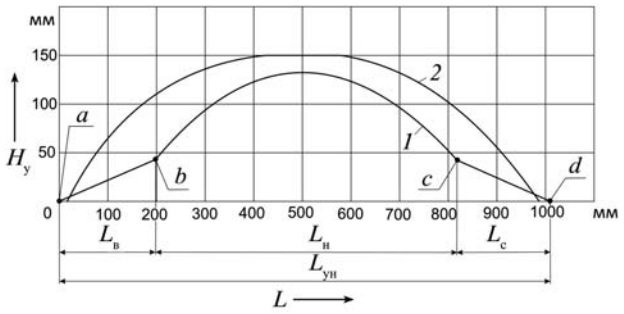

Рис. 1. Экспериментальная (1) и расчетная (2) траектории движения оси колеса, оснащенного эластичной шиной, при переезде пороговой неровности высотой 150 мм

$L_с$ – участки, на которых шина одновременно взаимодействует с опорной поверхностью и неровностью; $L_н$ – шина перемещается по неровности; $L_{ун}$ – длина траектории, описываемой осью колеса).

Экспериментальная траектория оси колеса при преодолении неровности типа трапеции, в общем-то, та же, что и в случае преодоления неровности "точечной" (пороговой) (рис. 2). Так, анализ траекторий осей колес, полученных для пороговой неровности и неровности в виде трапеции, показывает, что при одинаковой высоте неровностей, но различной их длине (соответственно 150 и 350 мм), горизонтальные координаты длин траекторий практически равны, а траектории осей колес имеют идентичную форму сегмента. Отсюда можно сделать вывод: траектория движения оси колеса не зависит от формы неровностей, а определяется только их высотой.

Та же картина наблюдается и при сравнении траекторий осей колес, полученных расчетным путем для жесткого колеса (кривые *2* на рис. 1 и 2 практически идентичны). Но по внешнему виду они существенно отличаются от экспериментальных кривых для сверхэластичного колеса. Это означает, что жесткие шины и шины сверхнизкого давления при наезде на дорожную неровность ведут себя по-разному. Что и подтверждают данные, приведенные в табл. 1.

Так, из таблицы следует, что сглаживающая способность шин сверхнизкого давления проявляется не только в снижении траектории оси колеса относительно высоты преодолеваемой неровности, но и в существенном увеличении длины горизонтальной ее координаты. Поэтому сглаживающий эффект шин сверхнизкого давления необходимо оценивать по двум основным показателям – коэффициенту $K_н$ снижения высоты $h_у$ траектории оси колеса относительно высоты H неровности и коэффициенту K_S, показывающему, во сколько раз горизонтальная координата $L_{ун}$ траектории оси колеса больше длины $L_н$. Подсчитываются данные коэффициенты по формулам № 1 (табл.2).

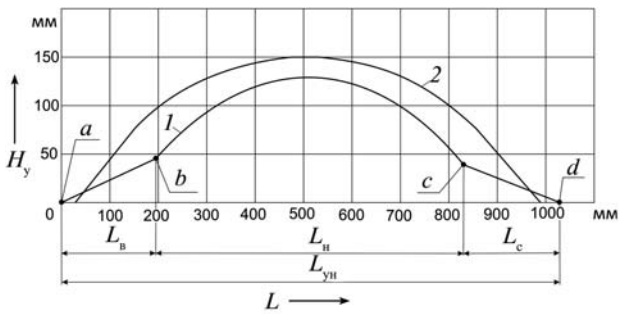

Рис. 2. Экспериментальная (1) и расчетная (2) траектории движения оси колеса, оснащенный эластичной шиной, при переезде трапециевидной неровности высотой 150 мм

Таблица 1

Неровность	P_W, кПа	$h_у$, мм	$L_{ун}$, мм	$L_н$, мм	$L_в$, мм	K_S	$K_н$, %
Пороговая 150×150 мм	5	110	1052	550	250	7,00	26
	15	134	1011	650	195	6,74	13
Трапеция высотой 150 мм	5	105	1015	495	235	2,80	30
	15	130	1010	610	195	2,89	13
Трапеция высотой 100 мм	5	60	930	380	230	2,66	40
	15	85	900	470	210	2,57	15
Трапеция высотой 75 мм	5	45	880	460	210	2,50	40
	15	52	875	480	195	2,50	30

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$K_н = \frac{H - H_у}{H}$; $K_S = \frac{L_{ун}}{L_н}$	H, $H_у$ – высота преодолеваемой неровности и высота перемещения оси колеса; $L_н$, $L_{ун}$ – длина высоты преодолеваемой и длина "условной" неровности
2	$K_ш = 1 - \frac{h_ш}{r_0}$	$h_ш$ – прогиб шины на ребре неровности; r_0 – статический радиус колеса
3	$Y(t) = \text{tg}\ \alpha\ \text{v}\, t$; $X(t) = \text{v}\, t$	α – угол наклона траектории оси колеса к горизонтали; v – текущее значение скорости колеса; t – время
4	$X(t) = x_н - (R_к + R_S)\sin\left(\beta_0 - \frac{\text{v}\, t}{R_к - R_S}\right)$; $Y(t) = (R_к + R_S)\cos\left(\beta_0 - \frac{\text{v}\, t}{R_к + R_S}\right) - (R_S - h_н)$	$R_к$ – радиус колеса; R_S – радиус кривизны сегментной неровности
5	$\dot{Y} = \text{v}\sin\left(\beta_0 - \frac{\text{v}\, t}{R_к + R_S}\right)$; $\dot{X} = \text{v}\cos\left(\beta_0 - \frac{\text{v}\, t}{R_к + R_S}\right)$	–

Экспериментально установлено, что с уменьшением высоты трапециевидной неровности значение коэффициентов $K_н$ уменьшается с 3,0 до 2,5, а у пороговой неровности – с 7,0 до 6,74. Причем сглаживающий же эффект шин сверхнизкого давления наиболее существенен для коротких (пороговых) неровностей и неровностей малой высоты. Так, при снижении высоты неровности со 150 до 35 мм значение $H_у$ уменьшилось на 15 мм, а ее профиль приобрел ярко выраженный пологий характер.

При исследовании отмечен и такой факт: траектории для пороговой и трапециевидной неровностей практически одинаковы, но при въезде на вершину пороговой неровности высота $H_у$ траектории на 4 мм меньше, чем в случае трапециевидной неровности, так как длина контакта на первой составляет 150 мм, а на второй – всего лишь 50 мм. При этом коэффициент $K_ш$ деформации шины при переезде через неровности был равен 0,945 (он подсчитывался по формуле № 2).

На степень снижения траектории оси колеса заметное влияние оказывает изменение давления p_W воздуха в шине. Однако на увеличение длины горизонтальной координаты его влияние незначительное. Так, при снижении этого давления с 15 до 5 кПа (с 0,15 до 0,05 кгс/см^2) горизонтальная координата оси колеса увеличивается всего лишь на 3...1 %.

Анализ экспериментальной траектории оси колеса, оборудованного шиной сверхнизкого давления, при переезде единичных неровностей показывает также, что высота $H_у$ подъема оси на 13...40 % меньше высоты H неровности, а горизонтальная координата оси траектории превышает длину неровности в 2,5...7,0 раз.

На основании результатов экспериментальных исследований авторы пришли к выводу, что импульсный характер воздействия короткой единичной неровности на динамическую систему математически можно описывать, независимо от типа этой неровности, следующим образом.

На участках $L_в$ и $L_с$ взаимодействия колеса с неровностью, когда происходит упругая деформация шины, траекторию оси колеса дают формулы № 3, на участке $L_н$ – формулы № 4, а их первые производные – формулы № 5.

Литература

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля: колебания и плавность хода. М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
2. Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.
3. Субботин В.И. Выбор участков неровных дорог и искусственных препятствий для испытаний тракторов // Труды НАТИ. 1966. Вып. 183. С. 107–138.
4. Зайцев С.Д., Стреблеченко Л.С., Прядкин В.И. Энергосредство на шинах сверхнизкого давления // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2006. № 8. С. 9–10.

УДК 629.113.62-235:621.85

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКОГО ПОДЪЕМНИКА НА ОСНОВЕ ГИПЕРБОЛИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КПД ТРАНСМИССИИ

Д-р техн. наук **И.К. АЛЕКСАНДРОВ**
Вологодский ГТУ (8172. 72-47-70)

На примере расчета механического подъемника рассматривается новый подход к энергетической оценке механизмов и машин.

Ключевые слова: *энергетический расчет, потери на холостой ход, многозвенные кинематические цепи.*

Aleksandrov I.K.

ENERGY CALCULATION OF A MECHANICAL HOIST BASED ON A HYPERBOLIC MODEL OF TRANSMISSION EFFICIENCY

The new approach to energy assessment tools and machines on the example of the calculation of the mechanical hoist is considered.

Keywords: *energy calculation, the loss of idling, ladder-type kinematic chains.*

Автор предлагаемой вниманию читателей статьи убежден: расчетные зависимости для энергетического анализа механических передач академических курсов "Теория машин и механизмов" и "Детали машин" требуют существенной корректировки. Потому что изложенная там упрощенная математическая модель определения фрикционных потерь в элементах кинематической цепи противоречит закономерностям, определяемым наукой о трении и износе (трибологией). Особенно существенно недостатки упрощенной модели проявляются при энергетическом расчете удлиненной кинематической цепи (КЦ), к которой относятся многозвенные и разветвленные КЦ, а также сравнительно короткие, но обладающие большим передаточным отношением. КЦ имеют значительные потери на холостой ход и поэтому их энергетический расчет необходимо выполнять с использованием гиперболической модели КПД трансмиссии, учитывающей влияние на его величину нагрузочного режима работы механизма. Конкретный предлагаемый для рассмотрения вариант трансмиссии – КЦ механического подъемника, которая включает два последовательно соединенных передаточных механизма – червячный редуктор и винтовую пару с общим передаточным отношением, превышающим 200, что позволяет считать такую цепь удлиненной.

Рис. 1. Общий вид подъемника П-238 , состоящего из комплекта передвижных стоек

Начнем с традиционного инженерного расчета на конкретной элементной базе этого реального механизма. Он, как видно из рис. 1, состоит из четырех одинаковых передвижных стоек П-238 (рис. 2) и предназначен для вывешивания автомобилей и автобусов при выполнении их технического обслуживания и ремонта. Исходными данными для такого расчета примем следующие: грузоподъемность Q стойки – 4000 кг; передаточное число U червячного редуктора 461-8300 – 16,5; передача 463М-131.000 "винт–гайка" в сборе (упорная резьба 65×12); частота вращения якоря электропривода стойки – 1430 мин$^{-1}$.

При традиционном методе расчета по формуле № 1 (табл. 1) определяют мощность N_1, потребную для привода стойки.

Предварительно находим частоту $n_в$ вращения винта как отношение частоты $n_д$ вращения якоря приводного электродвигателя к передаточному отношению U червячного редуктора (формула № 2), получаем $n_в$ = 86,7 мин$^{-1}$. Тогда, зная, что шаг S винта пары "винт–гайка" равен 0,012 м, вычисляем скорость подъема платформы по формуле № 3, v = 0,0173 м/с. Третий шаг традиционного расчета – определение η_Σ по формуле № 4.

Как видим, большинство входящих в формулу № 1 компонентов принимается равными вполне определенным значениям. И только один, КПД винтовой передачи, вычисляется (система уравнений № 5). Воспользовавшись этой системой уравнений, получаем $\eta_{вп} = 0{,}395$. Тогда η_Σ =0,276. Следовательно, потребная мощность N_1 электродвигателя без учета потерь на холостой ход трансмиссии составит 2,46 кВт.

Конструкторы, разрабатывающие рассматриваемый подъемник, установили на его стойки электродвигатели мощностью, близкой к расчетной, полученной на основе традиционного (рассмотренного выше) расчета. Однако оказалось, что уже на первых (опытных) образцах стоек их двигатели работали с перегрузкой и поэтому выходили из строя (горели). В связи с чем их мощность при серийном производстве стоек пришлось увеличивать.

Анализ, выполненный автором, показал: причина ошибки конструкторов состояла в том, что они не учли потери на холостой ход механизма. Значит, технология энергетического расчета подъемника действительно требует корректировки.

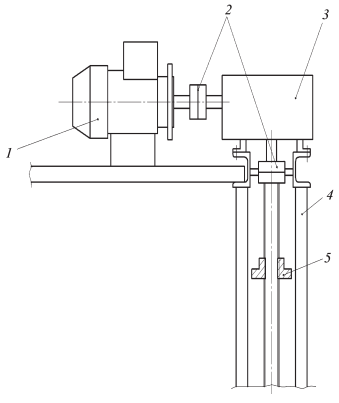

Рис. 2. Схема привода стойки П-238:

1 – электродвигатель; *2* – соединительная упругая муфта; *3* – червячный редуктор; *4* – корпус; *5* – передача "винт–гайка"

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_1 = \frac{Q\text{v}}{102\ \eta_\Sigma}$	v – скорость подъема платформы; η_Σ – предельное (традиционное) суммарное значение КПД привода
2	$n_\text{в} = \frac{n_\text{д}}{U}$	–
3	$\text{v} = \frac{n_\text{в} S}{60}$	$n_\text{в}$ – частота вращения винта; $S = 0{,}012$ м – его шаг
4	$\eta_\Sigma = \eta_\text{чп}\,\eta_\text{м}^2\,\eta_\text{пк}^3\,\eta_\text{вп}$	$\eta_\text{чп}$ – 0,75...0,82 – КПД червячной пары; $\eta_\text{м} = 0{,}89$ – КПД упругой муфты; $\eta_\text{пк} = 0{,}99$ – КПД подшипника качения; $\eta_\text{вп}$ – КПД винтовой передачи
5	$\eta_\text{вп} = \frac{\text{tg}\ \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho')};\ \lambda = \text{arc tg}\ \frac{S}{\pi d_2};$ $\rho' = \text{arc tg}\ f' = \text{arc tg}\ \frac{f}{\cos(\alpha / 3)}$	λ – угол подъема резьбы винта; d_2 – средний диаметр резьбы винта, $d_2 = 56 \cdot 10^{-3}$, м; ρ' – откорректированный угол трения; α – угол профиля резьбы (профиль упорной резьбы асимметричный), $\alpha = 30°$; f – коэффициент трения (сталь по бронзе), $f = 0{,}1$; f' – откорректированный коэффициент трения
6	$M_\text{с} = 9{,}81\ PR$	P – показания динамометра; R – плечо рычага
7	$M_{\text{с}_1} = M_1(G_\text{п}) + M_2(G_\text{п}) + M_x$	$M_1(G_\text{п})$ – момент, затрачиваемый на преодоление сил трения в винтовой паре стойки под действием массы платформы; $M_2(G_\text{п})$ – момент, затрачиваемый на подъем платформы; $G_\text{п} = 300$ кг – масса платформы
8	$M_{\text{с}_2} = M_1(G_\text{п}) - M_2(G_\text{п})$	–
9	$M_{\text{с}_1} + M_{\text{с}_2} = [M_1(G_\text{п}) + M_2(G_\text{п})]$	–
10	$M_x = \frac{M_{\text{с}_1} + M_{\text{с}_2}}{2} - M_1(G_\text{п})$	–
11	$M_1(G_\text{п}) = \frac{g f G_\text{п} d_2}{2 U_\text{общ}} = \frac{g f G_\text{п} d_2}{2 U_\text{чп} U_\text{вп}}$	$U_\text{общ} = 241{,}9$ – общее передаточное число привода; $U_\text{вп} = \frac{\pi d_2}{S} = 14{,}66$ – передаточное число винтовой пары; $U_\text{чп} = 16{,}5$ – передаточное число червячной пары
12	$\eta = \eta_\Sigma \left(1 - \frac{M_x}{M}\right)$	M – текущее значение момента на приводном валу
13	$M = M_\text{пол} / \eta_\Sigma + M_x$	–
14	$N_\text{пол} = \frac{Q\text{v}}{102}$	–
15	$\omega_\text{д} = \frac{\pi n_\text{д}}{30}$	–
16	$M_\text{пол} = \frac{1000\ N_\text{пол}}{\omega}$	–
17	$N_2 = \frac{Q\text{v}}{102\ \eta}$	–

Чтобы решить данную задачу, автор экспериментально определил механические потери на холостой ход привода серийного подъемника, применив для этого специально разработанную (пат. № 2037800, РФ) методику. При этом пришлось учесть две особенности испытаний. Первая: так как винтовая пара при обратном ходе подвергается самоторможению, то его нужно осуществлять принудительно. Вторая: определяемый момент сопротивления, кроме момента холостого хода механизма, включает в себя также и момент сопротивления, возникающий под воздействием усилия, необходимого на преодоление подъема собственной массы платформы.

Таблица 2

Номер опыта	Показания динамометра, кг		Плечо R рычага, м	Момент сопротивления, Н·м		Момент M_x холостого хода, Н·м
	прямой ход (сила P_1)	обратный ход (сила P_2)		M_{c_1} – прямой ход	M_{c_2} – обратный ход	
1	7,4	6,2	0,102	7,3	6,3	6,8
2	7,2	6,5				
3	7,3	6,3				
4	7,2	6,4				
5	7,3	6,3				
6	7,2	6,3				

В ходе экспериментов было проведено шесть опытов, в каждом из которых измерялись усилия на стойках и вычислялись значения моментов сопротивления, создаваемые этими силами. Результаты такого прокручивания привода подъемника на холостом ходу приведены в табл. 2.

Значение момента M_c сопротивления рассчитывается по формуле № 6, а момент M_x холостого хода определялся, как уже упоминалось, на основании прокручивания трансмиссии в двух направлениях. В результате были получены уравнения для прямого (формула № 7) и обратного (формула № 8) ходов стоек, т.е. для подъема и опускания платформы. Затем, суммировав данные формулы, получаем формулу № 9, а из нее – формулу № 10.

Значение входящего в эту формулу момента $M_1(G_п)$, приведенного к приводному валу, дает формула № 11. Подставив в нее соответствующие цифры, получаем: $M_1(G_п) = 0{,}034$ Н·м. Следовательно $M_x \approx 6{,}8$ Н·м. Как видим, влияние потерь момента на подъем платформы незначительно ($M_1(G_п) = 0{,}034$ Н·м), поэтому ими можно пренебречь.

Для вычисления действительного значения КПД трансмиссии с учетом нагрузочного режима и потерь на холостой ход используем гиперболическую зависимость КПД (формула № 12). Значение входящего в нее момента определяется, как функция от полезного момента $M_{пол}$ (формула № 13), полезная мощность $N_{пол}$ привода – по формуле № 14 ($N_{пол} = 0{,}678$ кВт), угловая частота $\omega_д$ вращения приводного вала – по формуле № 15 ($\omega_д = 149{,}7$ с$^{-1}$), полезный момент $M_{пол}$ на этом валу – по формуле № 16 ($M_{пол} = 4{,}529$ Н·м). Тогда полный момент M на ней будет равен 23,24 Н·м, а текущее (действительное) значение КПД (η) передачи – 0,196. Значит, потребная мощность N_2 электродвигателя с учетом потерь на холостой ход, согласно формуле № 17, оказывается равной 3,46 кВт.

Таким образом, разница ΔN мощностей, подсчитанных традиционным ($N_1 = 2{,}46$ кВт) и предлагаемым автором (3,46 кВт) методами составляет 1 кВт. То есть потребная мощность электродвигателя в первом случае оказалась меньше на 29 %. Что и привело к выходу из строя электродвигателей заниженной мощности. Вывод очевиден: игнорирование потерь на холостой ход трансмиссии при выполнении расчета по традиционной методике приводит к занижению потребной мощности приводного двигателя подъемника почти на 30 %. Значит, пользоваться ею нельзя. А чтобы предупредить такую возможность, в учебный процесс подготовки специалистов технических специальностей пора вводить дисциплины: "Основы трибологии" [1] и "Энергетический анализ механизмов и машин" [2] (последняя в вузах г. Вологды читается около 20 лет). Это будет способствовать внедрению в производство новых принципов энергетического анализа машин и созданию в перспективе принципиально более энергоэффективных механических устройств.

Литература

1. Гаркунов Д.Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
2. Александров И.К. Энергетический анализ механизмов и машин. Теоретическое и экспериментальное обоснование принципов исследования и определения энергетических потерь в механизмах и машинах. Вологда: ВоГТУ, 2012. – 244 с.

УДК 629.4.077

НОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРЕДПИСАНИЯ ПО ТОРМОЗНЫМ СИСТЕМАМ АТС

Канд. техн. наук **А.В. БОЧАРОВ, А.А. ПРОКОФЬЕВ**
ФГУП "НАМИ" (495. 454-42-27), НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ"

Рассмотрены требования, предъявляемые Правилами ЕЭК ООН к автотранспортным средствам, которые оснащены системами вспомогательного и опережающего экстренного торможения.

Ключевые слова: *система вспомогательного торможения (СВТ), система опережающего экстренного торможения (СОЭТ), принцип действия, классификация, технические требования.*

Bocharov A.V., Prokofiev A.A.

NEW REQUIREMENTS FOR VEHICLE BRAKING SYSTEMS

Requirements, which are stipulated by the UNECE Regulations for vehicles with brake assist systems (BAS) and advanced emergency braking systems (AEBS) are considered.

Keywords: *brake assist system (BAS), advanced emergency braking system (AEBS), operating principle, classification, requirements.*

Появление новых конструкционных решений, повышающих активную безопасность АТС и, в частности, эффективность их тормозных систем, сопровождается разработкой технических предписаний, позволяющих убедиться в действенности такого рода решений. И здесь в последнее время есть новость: вступают в действие предписания, касающиеся систем вспомогательного торможения и опережающего экстренного торможения, которые находят все более широкое распространение на автомобилях. Для них разработка технических предписаний в рамках Правил ЕЭК ООН уже завершена.

Системы вспомогательного торможения (СВТ, или BAS) при аварийном торможении и недостаточном усилии на педали тормоза со стороны водителя самостоятельно повышают давление в тормозной магистрали. При этом время достижения максимального уровня замедления сокращается с 0,9 до 0,6 с – более чем на 30 %. Соответственно уменьшается тормозной путь автомобиля или, в случае неизбежного столкновения, скорость его наезда на препятствие. Для чего эти системы самостоятельно идентифицируют состояние экстренного торможения и выполняют его, устраняя недоработки водителя (недостаточное для экстренного торможения нажатие на педаль тормоза).

Принцип идентификации ошибки водителя может быть двояким: либо по усилию на тормозной педали (СВТ категории А), либо по скорости ее нажатия (СВТ категории В). Но каким бы принцип не был, он может работать только при наличии на автомобиле антиблокировочной тормозной системы (АБС), потому что главная его задача – перевести АБС в режим непрерывной цикличной работы.

При оснащении автомобиля СВТ категории А должно, очевидно, выполняться следующее условие: создаваемое ею дополнительное усилие на тормозной педали, необходимое для срабатывания АБС в режиме непрерывной цикличности, должно быть ниже усилия, которое требуется, когда СВТ работает. Это может быть продемонстрировано увеличением соотношения замедления a автомобиля к силе F воздействия на педаль тормоза (рис. 1) или давления $p_т$ в тормозной магистрали к той же силе F воздействия на педаль тормоза (рис. 2): снижение силы воздействия на педаль должно находиться в пределах 40...80 % от $F_{АБС\,экстрапол}$, т.е. экстраполированного значения $F_{АБС}$.

На этих рисунках $F_т$ и $a_т$ есть пороговые сила и замедление, которые устанавливаются заво-

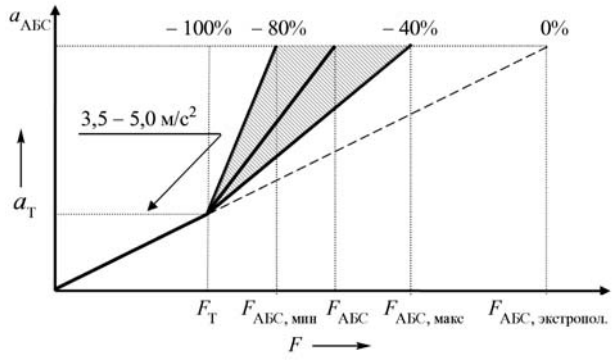

Рис. 1

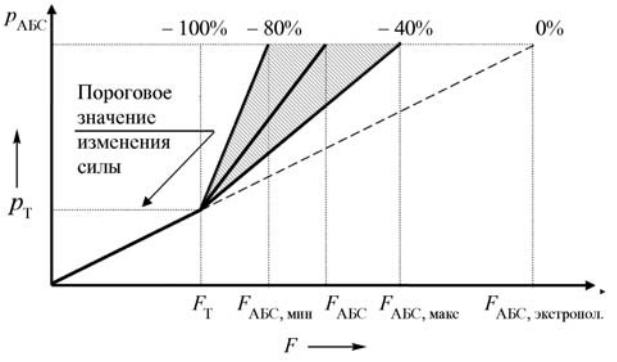

Рис. 2

дом–изготовителем автомобиля и сообщаются технической службе в момент представления заявки на официальное утверждение типа. При этом значение $a_т$ должно быть в пределах 3,5...5,0 м/с^2, а значение $p_т$ – соответствовать замедлению 2,5...4,5 м/с^2. Давление $p_{АБС}$, при котором система АБС переходит в режим цикличности, определяется при испытаниях путем приложения к педали тормоза усилия, вызывающего срабатывание АБС. Сила $F_{АБС}$ – минимальная сила, которая должна прикладываться к педали тормоза автомобиля для обеспечения максимального замедления $a_{АБС}$, т.е. режима, когда АБС работает в режиме непрерывной цикличности.

Когда СВТ идентифицирует режим экстренного торможения по скорости нажатия тормозной педали (СВТ категории В), давление в тормозном приводе должно возрастать до уровня, обеспечивающего максимальное значение коэффициента торможения и срабатывание АБС в режиме непрерывной цикличности. Режим испытаний иллюстрирует рис. 3.

При испытаниях водитель, автомобиль которого перемещается со скоростью более 15 км/ч, быстро ("панически") нажимает на педаль тормоза, моделируя экстренное торможение. Через время $t = t_0 + 0{,}8$ с и до тех пор, пока скорость не снизится до 15 км/ч, сила F воздействия на педаль тормоза поддерживается в пределах $F_{АБС\,верх} \ldots F_{АБС\,ниж}$, где $F_{АБС_{верх}} = 0{,}7\,F_{АБС}$, а $F_{АБС\,ниж} = 0{,}5\,F_{АБС}$, а сила воздействия на педаль может снижаться до уровня менее $F_{АБС\,ниж}$. Среднее замедление $a_{АБС}$, составляющее не менее $0{,}85\,a_{АБС}$, должно подтверждаться с того момента, когда $t = t_0 + 0{,}8$ с, до того момента, когда скорость автомобиля снизится до 15 км/ч.

Предписания по СВТ включены в Дополнение 9 к Правилам № 13Н ЕЭК ООН в отношении тормозных систем транспортных средств категорий

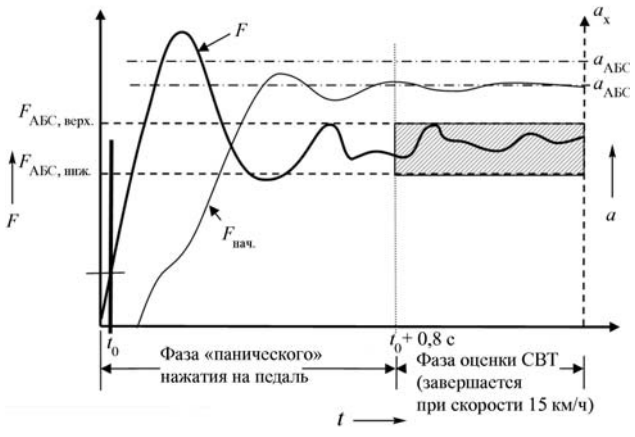

Рис. 3

M_1 и N_1, принятое летом 2009 г. Они начали действовать с 1 ноября 2011 г.

Если СВТ в какой-то мере подменяют водителя, то системы опережающего экстренного торможения (СОЭТ, или AEBS) предназначены для инициирования его действий по предотвращению ДТП: как только радар, входящий в эту систему, обнаруживает препятствие впереди по ходу автомобиля, его водителю подается световой сигнал, а затем – сигнал звуковой. Если водитель не предпринимает никаких мер после первого сигнала, могут подаваться и другие предупреждающие сигналы – выключаться радиоприемник и мобильный телефон, затягиваться ремень безопасности, появляться вибрации на сиденье и рулевом колесе. В то же время включение водителем указателей поворота, нажатие на акселератор или педаль тормозной системы ограничивает действие СОЭТ только подачей светового сигнала, а включение понижающей передачи прекращает работу системы. Кроме того, водитель может выключить СОЭТ в любое время.

Для обеспечения эффективной работы СОЭТ требуется высокая точность позиционирования радара параллельно дорожной поверхности. Это может быть достигнуто использованием хотя бы на одной оси автомобиля пневматической подвески с датчиком контроля положения шасси.

Предписания по СОЭТ содержатся в новых Правилах № 131 ЕЭК ООН. Рассмотрим некоторые их особенности.

1. Правила распространяются на АТС категории M_2, M_3, N_2 и N_3.

2. СОЭТ должна иметь возможность обнаруживать движущиеся и неподвижные препятствия.

3. Правила содержат семь следующих основных предписаний: обеспечение электромагнитной совместимости; диапазон скоростей движения АТС, при которых СОЭТ должна работать, v_a = = 15 км/ч...v_{max}; приоритет действий водителя и предоставление ему возможности отключать СОЭТ; информирование водителя о неисправности СОЭТ световым индикатором, аналогичным индикатору отключения АТС; подача по крайней мере одного тактильного или акустического предупреждающего сигнала до начала экстренного торможения, а затем дополнительная подача второго сигнала; за этапом предупреждения о столкновении должен следовать этап экстренного торможения; к моменту столкновения автомобиля с неподвижным препятствием скорость его движения должна снизиться, в зависимости от его категории, на 20 или 10 км/ч, а в случае движущегося препятствия столкновения должно быть полностью предотвращено при движении препятствия с установленной Правилами ЕЭК ООН скоростью.

Категория ТС	Неподвижное препятствие			Движущееся препятствие			
	Время подачи предупреждающего сигнала		Снижение скорости	Время подачи предупреждающего сигнала		Снижение скорости	Скорость движущегося препятствия
	первого[6]	второго[7]		первого[6]	второго[7]		
M_3^1, $N_2 > 8$ т и N_3	Не позже, чем за 1,4 с до начала автоматического торможения	Не позже, чем за 0,8 с до начала автоматического торможения	Не менее чем на 20 км/ч	Не позже, чем за 1,4 с до начала автоматического торможения	Не позже, чем за 0,8 с до начала автоматического торможения	Столкновения нет	12±2 км/ч
$N_2 \leq 8$ т и $M_2^{2,4}$	Не позже, чем за 0,8 с до начала автоматического торможения	До начала автоматического торможения[3]	Не менее чем на 10 км/ч	Не позже, чем за 0,8 с до начала автоматического торможения	До начала автоматического торможения	Столкновения нет	67±2 км/ч

Примечания:

1. Требования к транспортным средствам категории M_3 с гидравлической тормозной системой устанавливаются в соответствии с нижней строкой таблицы.

2. Требования к транспортным средствам категории M_3 и M_2 с пневматической тормозной системой устанавливаются в соответствии с верхней строкой таблицы.

3. Требования устанавливаются изготовителем на момент официального утверждения типа.

4. По выбору изготовителя допускается проводить проверку требованиям в соответствии с верхней строкой таблицы.

5. Значения скорости движущегося препятствия должно быть пересмотрено до 1 ноября 2021 г.

6. Для транспортных средств, указанных в верхней строке таблицы, подается один из двух видов сигналов – тактильный или акустический. Для транспортных средств, указанных в нижней строке таблицы, подается один из трех видов сигналов: тактильный, акустический или оптический.

7. Для транспортных средств, указанных в верхней строке таблицы, подается два вида сигналов – тактильный и акустический. Для транспортных средств, указанных в нижней строке таблицы, подается два из трех видов сигналов – тактильный, акустический или оптический.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

ДЕТАЛИ МАШИН

учебное пособие **П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов**

2013 г. Объем 560 с. Формат 60x88 1/16 Переплет ISBN 978-5-94275-733-5 Цена 700 р.

Изложена методика расчета и конструирования узлов и деталей машин общепромышленного применения. Приведены методические указания по выполнению чертежей типовых деталей машин, правила оформления учебной конструкторской документации.

Для студентов машиностроительных специальностей учреждений среднего профессионального образования всех форм обучения. Может быть полезно студентам высших учебных заведений.

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru

Дополнительная информация по телефонам: (499) 269-52-98, 269-66-00 и на сайте WWW.MASHIN.RU

Требования, характеризующие эффективность СОЭТ, приведены в таблице.

Следует отметить, что внедрение СВТ и СОЭТ – не панацея от ДТП, предотвращение которых остается задачей водителя. Эти системы лишь могут снизить возможный ущерб и тяжесть последствий в том случае, если водителю самому не удается предотвратить ДТП.

Новые предписания Правил ЕЭК ООН в отношении СВТ и СОЭТ будут применяться факультативно, т.е. в том случае, когда транспортное средство укомплектовано соответствующими системами. Обязательность применения этих систем должна быть объявлена на национальном уровне страны–участницы Женевского Соглашения 1958 г. Например, в Российской Федерации национальным техническим регламентом "О безопасности колесных транспортных средств" обязательность наличия СВТ предусмотрена с 1 января 2014 г. Но только в отношении транспортных средств тех типов, оценка соответствия которых у нас проводится впервые.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Строганов В.И., Воловач В.И. – Проблемы и тенденции проектно-технологического развития электромобилей . . 1
Швеёва Е.И. – Типы мотивации к трудовой деятельности работника на предприятии 6
АСМ-факты 7

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Мамити Г.И., Плиев С.Х., Гутиев Э.К., Васильев В.Г. – Геометрическая проходимость двухосного автомобиля 8
Патрахальцев Н.Н., Петруня И.А., Камышников Р.О., Савастенко Э.А. – Возможности повышения экономичности режимов малых нагрузок двигателя ВАЗ-2118 9
Белоусов Б.Н., Наумов С.В., Ксеневич Т.И., Меркулов И.В. – Следящие системы колесного модуля автомобиля и ходовой части колесного робота 11
Мурзин А.В. – Самоблокирующийся дифференциал повышенного трения автомобиля "Формула SAE" 15
Свияженинов Е.Д. – Малооборотный датчик зажигания двигателя внутреннего сгорания 18

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Шатерников В.С., Загородний Н.А., Шатерников М.В., Корчагин В.А. – Совершенствование организации ремонтного обслуживания агрегатов карьерных большегрузных самосвалов 22
Полянчиков Ю.Н., Полянчикова М.Ю. – Перспективный метод восстановления гильз тракторных ДВС 25
Юдин С.В. – Об инвестициях в придорожную инфраструктуру в период инновационного развития страны 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Шандров Б.В., Булавин И.А., Груздев А.Ю. – Радиальные деформации и погрешности формы поверхностей качения как следствие прессовых посадок колец подшипников с корпусом и валом . . 29
Прядкин В.И., Годжаев З.А. – Высокоэластичная шина и дорожная неровность. Исследование взаимодействий 32
Александров И.К. – Энергетический расчет механического подъемника на основе гиперболической модели КПД трансмиссии . . . 34

ИНФОРМАЦИЯ

Бочаров А.В., Прокофьев А.А. – Новые технические предписания по тормозным системам АТС 37

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин – д-р техн. наук, **С.В. Бахмутов –** д-р техн. наук, **О.И. Гируцкий –** д-р техн. наук, **В.И. Гладков –** канд. техн. наук, **М.А. Григорьев –** д-р техн. наук, **А.С. Ковригин –** зам. генерального директора АСМ-холдинг, **С.М. Круглов –** канд. техн. наук, **Ю.А. Купеев –** д-р техн. наук, **Г.И. Мамити –** д-р техн. наук, **В.А. Марков –** д-р техн. наук, **А.В. Николаенко –** д-р экон. наук, **Э.Н. Никульников –** канд. техн. наук, **В.И. Пашков** (АМО "ЗИЛ"), **В.А. Сеин –** начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, **Н.Т. Сорокин –** д-р экон. наук, **А.И. Титков –** канд. техн. наук, **В.Н. Филимонов** – ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет:
В.Б. Альгин (зам. председателя), **А.Н. Егоров, Ан.М. Захарик, Г.М. Кухаренок, П.Л. Мариев, Ю.И. Николаев, И.С. Сазонов, С.В. Харитончик**

Технический редактор *Жиркина С.А.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.*
Сдано в набор 30.01.2014. Подписано в печать 27.03.2014.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Белый ветер".
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
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.