ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 11 • ноябрь • 2013

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 65.027

О ВКЛАДЕ "БЕРЕЖЛИВОГО ПРОИЗВОДСТВА" В КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ РОССИЙСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Кандидаты техн. наук **С.В. КАСЬЯНОВ** и **А.В. КАЛЯШИНА**
Набережночелнинский институт, филиал Казанского (Приволжского) ФУ;
НГТУ имени Р.Е. Алексеева (8.920. 075-85-41)

При внедрении японских инструментов "бережливого производства" не анализируются условия работы российских предприятий. В частности, отсутствует комплексный анализ причин потери прибыли. Чтобы устранить эти недостатки, предлагается встроить инструменты "бережливого" производства в процедуру APQP.

Ключевые слова: *бережливое производство, прибыль, стандарт ИСО/ТС 16949:09, качество продукции, автокомпонент, методы управления, факторы конкурентоспособности, процедура APQP, подготовка производства.*

Kasyanov S.V., Kalyashina A.V.

ABOUT CONTRIBUTION OF "LEAN PRODUCTION" TO THE COMPETITIVENESS OF RUSSIAN ENTERPRISES

When introducing Japanese instruments "lean production" does not analyze the conditions of Russian enterprises. There is no comprehensive analysis of the reasons for loss of earnings. For remove this stortage conclusion about the need to improve the quality of production to the level of the world's top corporations.

Keywords: *lean manufacturing, profit, standard ISO/TS 16949:09, quality of products, autocomponent, management methods, competitive factors, APQP process, pre-production.*

К 1980 годам весь мир признал, что качество продукции японских автомобилестроителей следует считать эталоном. Но сами японцы на достигнутом не остановились. Стремление наращивать прибыль через привлечение всех работников фирмы к всемерному сокращению затрат под флагом заботы об экономии денег заказчика привело их к созданию совершенно новой и, как оказалось, весьма эффективной концепции управления – "бережливого производства". И вот уже более 20 лет элементы этой концепции внедряются на предприятиях всех развитых стран. Активно пропагандируется она и в России. Например, в Татарстане действует долгосрочная целевая программа ее внедрения в разных отраслях народного хозяйства.

Однако если, так сказать, приглядеться внимательно, то легко увидеть, что японцы не столько изобретательны, сколько прилежные ученики.

Поставив перед собой глобальную цель стать лидерами мирового рынка, они постарались максимально использовать не столько свой, сколько мировой опыт: почти все их механизмы улучшений – результат творческого обобщения чужого опыта совершенствования организации производства с целью повышения его конкурентоспособности. Они, например, не скрывают, что хорошо изучили и советские разработки. Среди них: научная организация труда [1], движение рационализаторов, методика воспитания коллектива по А.С. Макаренко, простая и действенная мотивация рабочих в рамках саратовской системы выпуска бездефектной продукции (БИП), предложенная в 1950-е гг. У нас самих, по большому счету, эти замечательные новации так и не нашли широкого применения, тогда как японцы использовали их для выработки системы действий по повышению конкурентоспособности своих фирм. Более того, добившись господства на мировых рынках, они получили возможность зарабатывать еще и на советах, как надо совершенствовать производство всем остальным.

Безусловно, японские достижения достойны самых высоких оценок. Поэтому изучить и внедрять инструменты "бережливого производства" крайне важно, поскольку они и у нас уже дают значимые результаты в процессах сборки агрегатов и изделий, помогают оперативно устранять наиболее вопиющие потери. И попытки их изучения и внедрения есть: у нас издано достаточно книг и опубликовано много статей по "бережливому производству", в которых российские специалисты предлагают перейти на непривычные нам японские понятия, подробно прописывают японскую классификацию потерь, содержание апробированных инструментов их устранения, обосновывают несомненную эффективность их применения в России. Но делается это однобоко: в публикациях отсутствуют хоть какое-то сопоставление условий деятельности российских и японских предприятий, степени заинтересованности персонала и развития фирмы, а также степени ответст-

Рис. 1. Информационное обеспечение проекта подготовки производства и выпуска продукции

венности менеджеров за соответствующее обеспечение рабочих мест ресурсами. Словом, и авторы публикаций, и те, кто их советы пытается реализовать без оценки значимости для конкурентоспособности реального российского предприятия, слепо копируют японские рекомендации. Пытаясь внедрить чужие методы управления, мы не задумываемся, какой смысл их авторы вкладывают в само понятие "бережливое производство", и упускаем главное – умение японцев не только копировать, но и перерабатывать чужой опыт для решения своих задач. И это хорошо видно на примере ВТО.

Вступление России в эту организацию вынуждает наших автомобилестроителей внедрять отраслевую систему менеджмента качества по стандарту ИСО/ТС 16949–09, в которой аккумулирован многолетний мировой опыт управления процессами выпуска автомобильной техники. При этом очевидно, что сердцевиной этого стандарта является (рис. 1) процесс подготовки производства и выпуска нового автокомпонента (APQP), состоящий из пяти этапов. Первые три из них посвящены анализу условий рынка, результатов НИОКР и продукции конкурентов. На этой основе вырабатывается комплекс требований, относящихся к взаимодействию с потребителями, качеству самого автокомпонента и каждой его составляющей, а также к характеристикам всех процессов его жизненного цикла. На четвертом этапе оценивается степень выполнения этих требований и в зависимости от факта назначаются планы управления. Причем цель всех этапов одна – пятый этап: непрерывное улучшение деятельности в ходе производства и поставок. То есть, степень системности стандарта ИСО/ТС 16949–09 гораздо выше, чем у предлагаемых и реализуемых у нас сегодня элементов "бережливого производства". Но главное достоинство стандарта состоит в том, что он требует следовать базовому принципу: управление процессом производства надо начинать задолго до его начала – с первых шагов по его инициации и разработке. Иначе говоря, чтобы добиться конкурентоспособности на глобальном рынке, предприятие должно иметь долгосрочную перспективу развития: иначе ни специалисты, ни персонал не будут заинтересованы в улучшениях. Долговременная работа в условиях жесткой конкуренции должна означать также постоянное обновление и улучшение выпускаемой продукции – одновременную реализацию множества проектов подготовки производства, находящихся в различных стадиях реализации: какой-то из них уже дает доход, а какие-то еще в проектной стадии, т.е. требуют затрат, иногда весьма солидных (рис. 2). В связи с чем основным условием конкурентоспособности является непрерывное получение прибыли. Это возможно лишь тогда, когда каждый вновь затеваемый проект – прибыльный, помогающий обеспечивать запуск новых и новых проектов. Следовательно, в управлении производством акцент надо делать именно на управлении отдельным проектом по выпуску каждого нового автокомпонента.

У нас все это было. Достаточно вспомнить советскую ЕС ТПП: предусмотренные данной системой множество технических процедур подготовки производства как раз были направлены, пусть не в той степени тщательности, как у японцев, на обеспечение первичного уровня "бережливого производства". Но сегодня об этих требованиях, к сожалению, уже мало кто знает. В результате любая обязательная процедура, предусмотренная ИСО/ТС 16949–09, может быть упущена или выполнена с ошибками, что и приведет к потерям в производстве. Хотя понятно, что не допустить потерь на ранних стадиях проекта во много раз проще и дешевле, чем устранять их уже после обнаружения. Так что совершенно естественно напрашивается вывод: нужно не создавать рафинированное "бережливое производство" спустя годы после запуска первоначального его варианта, а встроить разработку его компонентов в содержание процедуры APQP.

Для управленца планируемую от проекта выпуска нового автокомпо-

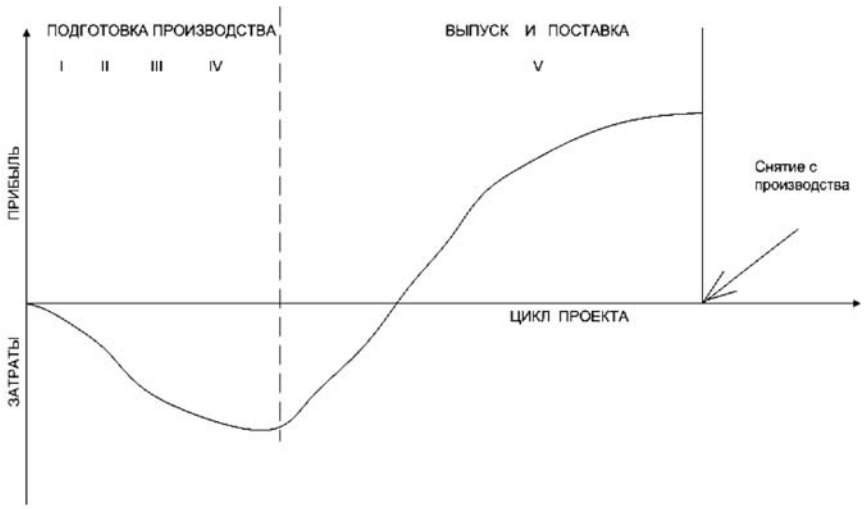


Рис. 2. Общая схема прибыльности проекта APQP

нента прибыль можно упрощенно представить следующим образом:

$$П_{ак} = \sum_{1}^{n} Д - (З_{пп} + П_{пп}) - $$
$$- З_{з} - (З_{в} + П_{в}) - (З_{с} + П_{э} + П_{с}),$$

где n – количество позиций поставляемых автокомпонентов; Д – доход от продаж n компонентов; $З_{пп}$ – затраты на подготовку их производства; $П_{пп}$ – потери при этой подготовке; $З_{з}$ – затраты на сторонние закупки; $З_{в}$ – затраты на выпуск автокомпонентов; $П_{в}$ – потери в процессе их выпуска; $З_{с}$ – затраты на их сервис; $П_{э}$ – потери в процессе их эксплуатации; $П_{с}$ – потери от санкций со стороны потребителя и органов надзора.

Итак, первое условие прибыльности – получение максимального дохода Д от продаж автокомпонента всем его потребителям. Оно обеспечивается: безошибочной подготовкой производства в минимальные сроки (для опережения конкурентов); поддержанием мирового уровня качества изделия; строгим соблюдением планового графика поставок; безукоризненной организацией сервиса.

Второе условие – минимальная стоимость процессов жизненного цикла продукта, ведь каждый из этих процессов будет повторяться многократно. Третье условие – минимум всех потерь, внутренних и внешних, при полном отсутствии санкций (штрафов, пеней и т.п.).

Исходя из приведенной формулы, подумаем вот о чем. Ратуя за внедрение "бережливого производства", наши специалисты не вправе полагать, что японцы станут анализировать за нас условия работы наших предприятий и рекомендовать наиболее действенные рецепты действительного повышения конкурентоспособности. Например, специалисты американского общества инженеров еще в 1940-е гг. провели анализ причин потерь прибыли предприятиями, и на первое место по тяжести последствий они совершенно справедливо поставили ошибку в оценке потребностей рынка [2]. Японцы прекрасно знают это, умеют делать такую оценку безукоризненно, но это – их тайна. Поэтому в числе их рекомендаций по улучшениям данный фактор не значится. И логика здесь простая: пусть потенциальные конкуренты ищут экономию только в действующем производстве. Что многие наши руководители предприятий и делают даже при очевидной неконкурентоспособности своей продукции. Хотя экономить уже поздно.

Второй пример: если наше предприятие отрапортовало о внедрении у себя системы тотального управления оборудованием С. Накаджимы (TPM), то не факт, что оно выделяет необходимые средства на регламентное техническое обслуживание оборудования в полном объеме. Бережливо ли это на самом деле? Будет ли японская фирма поступать так же?

Или еще пример. Станут ли японцы акцентировать наше внимание на решение в первую очередь проблем нестабильного качества? Нет, сами они при подготовке производства добились высочайшей стабильности процессов, но нигде даже не упоминают об этом. У нас же не так уж редко случается, что процесс еще не обеспечивает достаточный уровень качества продукции, но зачем-то подвергается улучшению только по показателям производительности и затрат. Доход мы все равно потеряем, потому что заказчику нужно именно качество. А вот внутренние затраты и потери самого поставщика заказчика не интересует.

Японская традиция пожизненного найма поневоле заставит каждого работника заботиться о благе фирмы. У нас же зачастую традиция противоположна. Тем не менее на российских предприятиях вводится в приказном порядке обязанность участвовать в улучшениях. Понятно, что выполнять такой приказ работники будут формально, предлагая минимально трудоемкие мероприятия. Неужели это поможет конкурентоспособности?

Во множестве случаев складывается впечатление, что необходимость внедрения инструментов "бережливого производства" на наших предприятиях рассматривается не как насущная задача укрепления конкурентоспособности в ходе повседневных улучшений, а всего лишь как обязательное современное правило хорошего тона. Почему это происходит?

Созданная у нас в 30-е годы XX века автомобильная промышленность представляла собой несколько гигантских головных заводов с привязанными к ним поставщиками. Вместе с американским оборудованием к нам был завезен ранний вариант тейлоровской системы управления производством с такими ее характерными особенностями, как подробная регламентация всех процессов деятельности, контроль выполнения установленных требований в качестве единственного инструмента управления и наличие комплекса узкоспециализированных служб подготовки и обеспечения производства. Но тейлоризм не предлагает стимулирование совместной работы на благо фирмы. Любую новую задачу развития он решает путем создания соответствующей службы. В отличие от стран с рыночной экономикой эта система в неизменном виде господствовала на российских предприятиях вплоть до последнего времени. Под нее были разработаны государственные стандарты подготовки специалистов, также используемые до сих пор. То есть подавляющее большинство наших руководителей и главных специалистов, выросших в недрах этой системы управления, воспринимают "бережливое производство" с ее позиций. Они создают специальные службы "бережливого производства", которые обязаны найти потери и отчитаться о достижении главного когда-то показателя "бережливости" – величины экономического эффекта. При узаконенных постоянных ценах на ресурсы и продукцию, единых тарифах, стабильных планах поставок этот показатель был важнейшим критерием улучшений. Однако сегодня он ничего не добавляет к восприятию качества приобретаемой продукции потребителем и совершенно ему не важен. Взятый сам по себе, он бесполезен для укрепления позиций на рынке. Он нужен только руководителю службы "бережливого производства".

Представим себе, что эта служба получила многомиллионный эффект в течение года. Если ей без серьезного инженерного анализа это удалось сделать быстро и просто, сначала надо признать некомпетентность высшего руководства, которое никак не задумывалось о существовании таких огромных потерь. Но даже если достигнуты действительно положительные результаты, их мало стандартизировать по японской указке. Надо внести и узаконить изменения в соответствующих конструкторских и технологических документах, утвердить новые экономические нормы расхода материальных ресурсов. Наконец, надо изменить бизнес-план. Если это не является функциями службы "бережливого производства", то это значит, что действительные причины ошибок не будут устранены, а заявленные показатели экономичности вряд ли сохранятся спустя всего 2...3 месяца. Конкурентоспособности так и не добавится, но за это служба "бережливого производства" не отвечает. Директор же относится к этим "дутым" цифрам философски. Показатель условной экономии нужен ему как хороший козырь при встречах с представителями власти. Если появля-

ется возможность получить бюджетные деньги через государственную программу внедрения мировых инноваций, то надо отрапортовать, что фирма находится в их русле. И в России такой подход поощряется.

Рассмотрим несколько конкретных примеров потерь запланированной от проекта прибыли.

Факторы, влияющие на величину дохода, в основном сконцентрированы на первых трех этапах процесса APQP. Так, что упущение какого-либо требования или ошибка в его оценке приведет к уменьшению объема продаж. Особенно это касается невыполнения законодательных требований и занижения оценки показателей конкурентов. Ведь покупатели сразу "проголосуют ногами". А восстановить доброе имя будет практически невозможно. Такого рода потери бессмысленно искать спустя годы после запуска производства. Надо исключить саму возможность появления таких ошибок в ходе проектных работ. И это первый фактор прибыльности.

Второй ее фактор – качество процессов проектирования и подготовки производства.

Если конструктор нового изделия не постарался добиться максимальной степени его унификации с изделиями предыдущими, то это упущение методами "бережливого производства" не устранить. Закупки и производство лишних компонентов все равно будут завышать себестоимость.

Если APQP-команда специалистов перестраховалась и назначила на новый автокомпонент неоправданно много ключевых показателей качества, мало того, что придется переплачивать зарубежным фирмам при закупке современных средств измерения, надо будет платить им и за фирменный сервис.

Если технолог не проработал экономически хотя бы два–три варианта процессов изготовления компонента, скорее всего, предприятие будет вынуждено вложить деньги в неоправданно дорогое оборудование. Планирование обслуживания и диагностирования оборудования, а при необходимости и всех требований TPM – тоже работа технологов. Непродуманные технологами планировки производственных подразделений приведут к излишним перевозкам. Почему же все это надо устранять в уже действующем производстве, если инженер был обязан все предусмотреть? Почему надо внедрять, например, систему "канбан" в уже работающее производство, если разумнее проектировать ее заранее, – на третьем этапе APQP?

На этапе непосредственной подготовки производства (четвертый этап APQP) требуется оценить соответствие качества монтажа оборудования, фактической компетентности персонала, стабильности процессов и т.д. Если не получить эту объективную оценку и вовремя не устранить выявленные огрехи, на стадии серийного производства будут весьма вероятны систематические проблемы по качеству продукции или по соблюдению графиков ее поставок. Эти последствия также приведут вначале к неплановым затратам на возврат продукции и устранение дефектов, затем – к падению спроса на изделие и уменьшению дохода. А уже после принятия решения об устранении проблем потребуются деньги еще на корректировку процессов. Эти потери также несут в себе угрозу существованию предприятия. Стало быть, нельзя пренебрегать получением данных обо всех значимых показателях и лишаться информации для анализа причин будущих проблем.

Суть управления выпуском продукции (пятый этап APQP) – выполнение установленных требований на всех уровнях. Проще говоря, соблюдение технологической дисциплины. Но если ее требования были прописаны и выверены в техдокументации, планах управления и рабочих инструкциях, разовое нарушение не может привести к значимым потерям для предприятия. Оно легко устранимо путем введения контроля, а также соответствующей мотивации исполнителей.

Нынешнее буквальное восприятие тейлоровскими управленцами "бережливого производства", как обязательного применения набора инструментов устранения потерь, касается только малой части всех проблем конкурентоспособности и на деле вряд ли позволит укрепить свое положение на рынке. Нашего руководителя надо учить не только применять, но и оценивать значимость зарубежных новаций в общем комплексе факторов конкурентоспособности, присущих именно его предприятию, ранжировать очередность решения проблем.

К сожалению, важнейшее наследие наших предприятий от времен административной экономики – низкая культура подготовки производства. Ведь тогда главным было соблюдение сроков его запуска, а не достижение японского уровня качества. Для реальной конкурентоспособности в российских условиях сегодня нужна такая организация управления, которая позволит контролировать качество выполнения каждой обязательной процедуры на начальных стадиях APQP. Жесткость плана контроля должна зависеть от тяжести последствий, возможного объема потерь из-за невыполнения процедуры, потенциальных упущений и ошибок. Нашим руководителям и специалистам вначале надо поднять управляемость проектами подготовки производства до уровня лучших мировых корпораций. Тогда в действующих процессах выпуска продукции останется сделать то же, что сделали японцы: найти те механизмы мотивации, которые побуждали бы работников добровольно проводить улучшения. Внедрение инструментов "бережливого производства" надо рассматривать не как способ быстрого получения значительной экономии, а прежде всего, как средство вовлечения персонала в развитие фирмы. Сегодня же работники вынуждены латать давние прорехи, оставшиеся от недоработок инженеров.

Таким образом, результативное внедрение стандартизированного в ИСО 16949:09 мирового опыта управления становится достаточно общим инструментом управления прибылью как интегральным показателем конкурентоспособности. В содержание процесса подготовки производства можно включить любые частные новации любой фирмы.

И последнее. В большинстве технических вузов становятся обязательными курсы "бережливого производства". Но при сегодняшнем его тейлоровском понимании преподавателями или специалистами – практиками этот курс также вырождается в простой набор процедур, рекомендованных японцами. Он будет только консервировать пороки старинной системы управления, никак не помогая достижению мирового уровня качества продукции. Нам требуются сегодня действительно современные курсы по технологии и организации производства, закладывающие у будущих руководителей понимание первичности полной и качественной подготовки производства, включая разработку процедур улучшений, а также по организации работы всех специалистов в составе межфункциональных команд.

Литература

1. Гастев А.К. Как надо работать. Практическое введение в науку организации труда. М.: Экономика. 1972.
2. Смеляков Н. Деловая Америка. М.: Изд-во политической литературы. 1969.

-факты

БЕЛАЗ: 65 ЛЕТ И 450 ТОНН

В конце сентября в белорусском Жодино прошла Международная научно-практическая конференция "Гордимся настоящим, инвестируем в будущее", приуроченная к 65-летнему юбилею Белорусского автозавода. В ее работе приняли участие более 300 специалистов из Белорусии, России, Украины, Казахстана, Китая, Австралии, США, Колумбии, Чили, Германии, Польши, других стран ближнего и дальнего зарубежья – представителей фирм и организаций, сотрудничающих с ОАО "БелАЗ" – управляющая компания холдинга "БелАЗ-холдинг", в том числе потребителей продукции предприятия, многочисленных гостей юбилейных торжеств.

Первая часть научного форума началась с тематических докладов специалистов предприятия, отметившие общую тенденцию в развитии рынка мировой большегрузной карьерной техники – увеличение суммарной грузоподъемности мирового парка карьерных самосвалов и рост средней его грузоподъемности при одновременном сокращении общего парка эксплуатируемых машин. В соответствии с этим и для ОАО "БелАЗ" задачей на ближайшее десятилетие стало обновление товарной номенклатуры за счет создания нового поколения топливосберегающей карьерной техники, повышение производительности в тяжелых условиях сверхглубоких карьеров, равно как и создание импортозамещающих образцов строительной и дорожно-строительной техники. Вопросам перспектив развития Белорусского автозавода с учетом достигнутых сегодняшних успехов собственно и была посвящена конференция.

Об инвестиционной деятельности "БелАЗ-холдинга" сообщил первый заместитель генерального директора по технической политике и инновационным технологиям – главный инженер О.Г. Степук. Он отметил, что, отвечая наиболее актуальным тенденциям времени и требованиям рынка, в 2011 г. БелАЗ начал реализацию проекта по созданию мощностей, увеличению объемов производства и реализации карьерных самосвалов грузоподъемностью 90–450 т.

О ходе основных работ по обновлению и совершенствованию выпускаемой предприятием продукции участников научного форума проинформировал первый заместитель генерального конструктора, главный конструктор по карьерной технике Л.И. Трухнов. По его словам, одним из направлений развития конструкции карьерной техники БелАЗ является расширение линейки грузоподъемности самосвалов с увеличением числа типоразмерных рядов по грузоподъемности, что позволяет упростить выбор оптимальной модели для конкретных условий эксплуатации. За 2012 – 2013 гг. к моделям уже имеющейся линейки карьерных самосвалов добавились новые модели и модификации, в числе которых и уникальная разработка – 450-тонный карьерный самосвал.

Об инновационных технологиях в производстве техники и инвестициях в основное производство предприятия рассказал первый заместитель главного инженера – главный технолог В.В. Рудый. Цели, которые преследуются при инвестировании в производство – качество выпускаемой продукции, повышение производительности труда, снижение затрат на производство, гибкость производственных процессов, позволяющая безболезненно переключаться с одного вида продукции на другой, повышение уровня автоматизации производства, минимальные количество операций при производстве изделий и длительность производственного процесса, улучшение культуры производства. Реализация данных целей возможна при условии внедрения в производство станков с ЧПУ и технологий на базе *IT*-технологий. Сегодня на БелАЗе этому уделяется особое внимание.

"Все наши усилия направлены на то, чтобы выпускаемая продукция была конкурентоспособной, – резюмировал выступления своих коллег, тем самым подводя итог озвученному на конференции, заместитель генерального директора по качеству Д.В. Заблоцкий. – Мы плотно работаем с потребителями своей продукции и во многом с учетом их замечаний и предложений проводим у себя на предприятии модернизацию подобного масштаба. Самая точная формулировка, которую, на мой взгляд, можно дать понятию "качество", – "соответствие ожиданиям". Какие бы ни были ожидания наших потребителей, мы постараемся всегда им соответствовать..."

По окончании прошедших на заседании выступлений участники научно-практической конференции посетили испытательный полигон предприятия, где познакомились с новыми разработками заводских специалистов.

Карьерный самосвал **БелАЗ-75710** грузоподъемностью 450 т – впервые представлен "горной общественности". Он представляет собой уникальную разработку заводских специалистов и органично воплотил в себе все прогрессивные технические решения, которые позволили его предшественникам обеспечивать высокую производительность, надежность за счет применения высокоэффективных двигателей ведущих моторостроительных фирм, электромеханической трансмиссии переменного тока, эффективной системы опрокидывания платформы; хорошую маневренность и высокую плавность хода за счет оптимально подобранных геометрических параметров машин и рулевого управления, использования пневмогидравлической подвески оригинальной конструкции; комфортность и безопасность труда водителя благодаря наличию современной кабины, гидрообъемного рулевого управления, высокоэффективного электродинамического тормоза-замедлителя; высокий ресурс самосвалов благодаря применению совершенных силовых установок, высокому техническому уровню узлов и агрегатов, использованию высокопрочных материалов при изготовлении рамы и платформы, а также завоевать признание и доверие потребителей. Вместе с тем впервые в мире за счет комплекса оригинальных новаторских инновационных технических решений удалось создать карьерный самосвал наивысшей грузоподъемности, который может быть адаптирован к работе в уже действующих карьерах, эксплуатирующих самосвалы грузоподъемностью 320–360 т.

БелАЗ-75710 – первая модель в новом классе самосвалов. При его создании конструкторы завода отошли от классической схемы и стремились достичь максимально возможной компактности, существенного увеличения производительности самосвала в сочетании с выполнением требований международных и европейских стандартов по безопасности. На новой модели нашли применение прогрессивные технические решения по целому ряду систем и узлов: наивысшая грузоподъемность – за счет применения восьми шин; высокая маневренность – за счет двух поворотных осей и оригинальной кинематики поворота (радиус поворота составляет 19,8 м, тогда как у модели грузоподъемностью 360 т – 17,2 м); устойчивость без потери плавности хода – за счет ноу-хау в системе подвески (применения стоек стабилизаторов поперечной устойчивости); высокая проходимость – за счет привода на все колеса; динамичная разгрузка – за счет самого мощного гидропривода подъема кузова; экономичность – за счет оптимального алгоритма работы двухдизельной моторной установки (суммарная мощность силовых модулей составляет 3430 кВт, или 4600 л.с.); высокая производительность, надежность и безопасность эксплуатации – за счет применения "умной" электромеханической трансмиссии переменного тока с электрическими дифференциалами и противобуксовочной системой.

БелАЗ-75710 может преодолевать продольные затяжные уклоны дорог до 12 % (кратковременные уклоны до 18 %). Максимальная скорость – до 64 км/ч. Расчетная производительность – на 25 % выше существующих карьерных самосвалов наивысшей грузоподъемности.

Первый образец БелАЗ-75710 выпущен по заказу одной из российских горно-добывающих компаний. Уже в 2014 г. начнутся продажи машин этой серии.

Еще одна перспективная разработка – **роботизированный самосвал** грузоподъемностью 130 т (за основу был взят самосвал БелАЗ-75131). Он предназначен для перевозки горной массы в сложных горно-технических условиях, на открытых

разработках месторождений по технологическим дорогам, в различных климатических условиях эксплуатации, в составе автономных технологических горно-добывающих комплексов. В отличие от своего предшественника – самосвала с дистанционным управлением роботизированный самосвал способен обеспечивать автономный режим управления, т.е. двигаться по заранее заданному маршруту к месту погрузки или разгрузки. Формирование маршрута происходит в диспетчерском центре на защищенном сервере. В процессе движения к диспетчеру по беспроводному каналу связи поступает вся необходимая информация о дорожной обстановке, телеметрии, состоянии систем управления. Движение самосвала обеспечивается высокоточной системой спутниковой навигации GPS/ГЛОНАСС с дополнительным радиоканалом приема координат поправок от базовой станции. Выбранное решение позволяет реализовать точность позиционирования ±10 см. Система предупреждения столкновений обеспечивает дальность до 60 м, что является достаточным для своевременного принятия решения встроенной системой аварийного останова при возникновении препятствия. В случае возникновения аварийных ситуаций система останова срабатывает автоматически, а при нештатных ситуациях может быть активирована оператором с удаленного рабочего места Возможность безопасного останова всех операций, выполняемых самосвалом, и сохранения самосвала в неподвижном состоянии обеспечивается при любом из следующих обстоятельств: если средства управления не активированы; если прервана подача электропитания для системы дистанционного и автономного управления; если прервана передача сигнала от бортовой системы управления к устройству приема на рабочем месте оператора; при опасном отклонении от заданной траектории движения; при возникновении нештатных ситуаций.

Данная разработка призвана снизить риск для человека при работе в труднодоступной местности добычи полезных ископаемых открытым способом, в местах с опасными условиями эксплуатации, а также устранить воздействие вредных факторов окружающей среды на оператора самосвала.

Вниманию участников конференции была представлена еще одна перспективная разработка заводских специалистов в классе самосвалов грузоподъемностью 90 т – карьерный самосвал **БелАЗ-75581**, оснащенный электромеханической трансмиссией переменного тока КТЭ-90 производства ОАО "Силовые машины" филиал "Электросила". Эти самосвалы комплектуются диагональными шинами размерностью 31/90-49 или радиальными – 27.00R49, эффективным двигателем "Камминз QST 30-С" мощностью 770 кВт, или 1050 л.с. с электронной системой управления подачей топлива и диагностикой, современной кабиной с модернизированным интерьером, другими новыми конструктивными решениями по системам. Применение тягового электропривода с частотно-регулируемым асинхронным электроприводом по сравнению с гидромеханической трансмиссией позволяет: оптимизировать тяговые и тормозные характеристики самосвала; повысить эффективность его работы за счет более высокой производительности; расширить скоростной диапазон при работе под уклон за счет эффективного динамического торможения в области высоких и низких скоростей; повысить надежность работы автосамосвала в целом; снизить эксплуатационные затраты на техническое обслуживание, ремонт и расходные материалы.

После демонстрации новой техники на заводском полигоне гости посетили выставку техники ОАО "БелАЗ", организованную для них на площадке возле только что построенного корпуса производства сверхтяжелых машин, и приняли участие в торжественной церемонии награждения лучших водителей – работников Кузбасса, которым генеральный директор предприятия Петр Пархомчик вручил сертификаты на владение легковым автомобилем.

В рамках празднования юбилея компании на БелАЗе прошел также традиционный День открытых дверей, во время которого как с серийной техникой, выпускаемой предприятием, так и с новыми разработками заводских специалистов познакомились семьи автозаводцев, жители города.

УДК 628.9.037; 629.1.06

ЛАЗЕР КАК ИСТОЧНИК СВЕТА ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ФАРЫ

Канд. техн. наук **В.П. ХОРТОВ**,
д-р физ.-мат. наук **А.А. СКВОРЦОВ**
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Рассмотрена возможность использования лазеров в системе освещения автотранспортных средств.

Ключевые слова: *лазер, фара, источник света, автомобиль.*

Khortov V.P., Skvortsov A.A.

LAZER AS SOURCE OF LIGHT FOR CAR'S HEADLIGHT

Possibility of use lazers in system of illumination of vehicles is considered.

Keywords: *lazer, light source, automobile illumination, autotractor electric equipment.*

Основной элемент любой автомобильной фары – мощный источник света. Он, как и сам автомобиль, имеет историю своего развития.

Так, у первых автомобилей фары были ацетиленовыми, поэтому процедура их включения света была продолжительной и трудоемкой. Затем появилась лампа накаливания Лодыгина с угольной нитью, и ее сразу же применили на автомобиле (впервые в 1989 г. на электромобиле "Кадиллак"). Она легко включалась, но срок ее службы не превышал 100 ч. Затем была изготовлена лампа накаливания со спиральной вольфрамовой нитью, которая стала надежно и долго работать даже при эксплуатации ее в автомобилях. Первой такими лампами оснастила (в 1912 г.) свои автомобили та же фирма "Кадиллак", а уже потом они появились на всех автомобилях. И до сих пор остаются основным элементом автомобильной светотехники.

Однако традиционные лампы накаливания имеют существенный недостаток: их КПД не превышает 5...7 % и поэтому светотехники ищут пути их совершенствования. Они, в частности, разработали улучшенный вариант ламп накаливания – галогеновые лампы, светоотдача и ресурс которых увеличились практически вдвое; пытаются применять в фарах газоразрядные лампы: у нет нити накаливания, ее заменяет электрическая дуга, возникающая между двумя электродами. Правда, такие лампы требуют для своего питания высокого (не менее 100 В) напряжения. Однако нынешний уровень развития микроэлектроники позволяет довольно легко решить эту проблему и получить источник света, который потребляет меньше электроэнергии, чем лампа накаливания, а светит вдвое ярче.

Дальнейшее развитие автомобильных светотехнических устройств многие специалисты связывают со светодиодами – твердотельными источниками света. И это понятно: для светодиодов характерны еще меньшее, чем у газоразрядных ламп, энергопотребление, полная невосприимчивость к вибрациям и на порядок больший срок службы (~50 тыс. ч). Но у светодиодов есть и минусы. Это сравнительно высокая стоимость и небольшая их номенклатура, освоенная производством, необходимость компоновать их в виде 12-вольтовых блоков, так как напряжение питания отдельного светодиода составляет 2,5...3,0 В, и то, что при увеличении мощности светодиода его КПД падает. Кроме того, светодиодные блоки нужно охлаждать. Поэтому на современных автомобилях светодиоды в основном используются пока лишь в качестве вспомогательной светотехники. Например, благодаря своему высокому быстродействию они идеально подошли для стоп-сигналов и габаритных огней.

Как видим, все перечисленные выше источники света, применяемые или разрабатываемые для автомобильных фар, имеют как несомненные плюсы, так и существенные минусы. В этой связи авторы статьи считают, что настало время и еще одного направления работы – лазерной светотехники, в основе которой лежит явление усиления электромагнитных колебаний с помощью вынужденного излучения атомов и молекул.

Такое явление А. Эйнштейн предсказал еще в 1916 г., а в 1936 г. подтвердил русский физик В.А. Фабрикант, который, анализируя спектр газового разряда, пришел к выводу: свет можно усилить, стимулируя излучение, и сформулировал необходимые для этого условия. Затем в 1951 г. вместе с М.М. Вудынским (тогда заведующий кафедрой физики МАМИ) и Ф.А. Бутаевой впервые экспериментально подтверил свои предположения. Тогда же была подана заявка на изобретение, сформулированная следующим образом: "предлагается способ усиления электромагнитного излучения, основанный на использовании явления индуцированного излучения". Потом во многом на этой основе Н.Г. Басов и А.М. Прохоров (сотрудники Физического института АН СССР), а также Ч. Таунс (США) в 1960–1962 гг. разработали лазер на рубине, газовый лазер, и, наконец, лазер на полупроводниковых элементах. За что все трое в 1964 г. были отмечены Нобелевской премией.

Именно один из типов таких устройств, полупроводниковые лазеры, просто идеально подходят для автомобильной техники, так как имеют очень маленькие размеры и требуют для питания, в отличие от газовых и твердотельных лазеров, низкое напряжение.

Есть у них и другие достоинства, которые вытекают из принципа их работы.

Согласно квантовой теории, электроны в полупроводнике могут занимать две энергетические зоны (рис. 1): нижнюю – валентную и верхнюю – зону проводимости. В чистом (ненагретом) полупроводнике все электроны связаны и занимают энергетический уровень, расположенный в пределах валентной зоны. Если же на него подействовать электрическим током или световым импульсом, то некоторая часть электронов перейдет в зону проводимости. В результате такого перехода в валентной зоне окажутся свободные места ("дырки"), которые играют роль положительного заряда. Но возможен и обратный переход электронов. При этом в некоторых полупроводниках (например, арсенид фосфита и нитрид галлия, антимонид индия) в результате обратного перехода электронов из зоны проводимости, т.е. с более высокого уровня, в валентную зону и соеди-

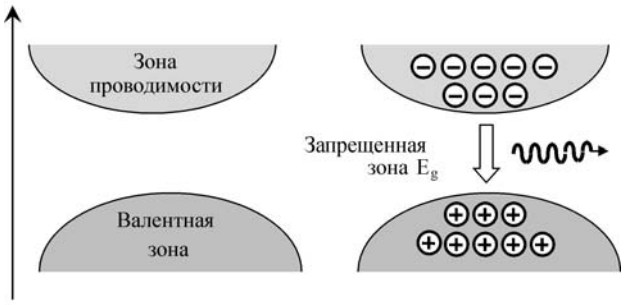


Рис. 1. Схема энергетических уровней полупроводникового лазера: излучательный переход "зона–зона"

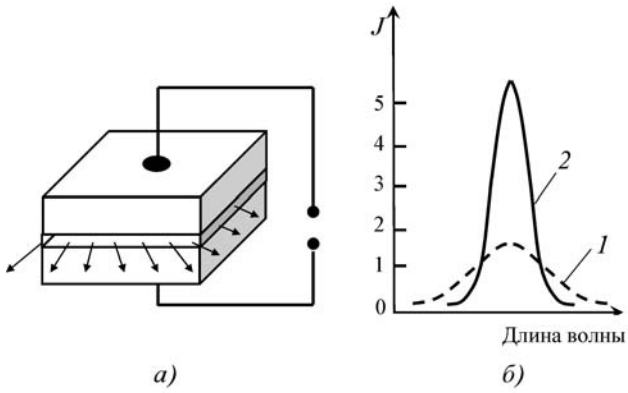


Рис. 2. Схема полупроводникового лазера (а) и его спектральная характеристика (б):
1 – начальный этап; *2* – стационарный режим

нения их с "дырками" происходит излучение фотонов (излучательные рекомбинации носителей заряда). Другими словами, полупроводник начинает излучать свет. Причем обеспечить обратный переход электронов особого труда не представляет: с помощью ударной ионизиции, оптического излучения электрического тока. Последний метод особенно интересен: он позволяет получать излучения в диапазоне от инфракрасной до ультрафиолетовой области при КПД, равном 80 % и более.

Схема полупроводникового лазера приведена на рис. 2, *а*. Изготовляют его следующим образом.

Из сплава, состоящего, скажем, из арсенида галлия (GaAs) и донорных примесей (полупроводник *n*-типа) с концентрацией 0,001 %, вырезается образец в форме параллелепипеда (или куба) размерами в несколько сотен микрон. Затем в нем формируются два *p–n*-перехода, для чего на поверхность *p*-области наносится сплав золота с серебром. Поскольку торцы образца выполняют функции зеркал, их тщательно полируют, а его боковые стороны делают плоскопараллельными, чтобы они были резонаторами. Подготовленный образец припаивают к покрытому золотом молибденовому основанию с тем, чтобы обеспечить омический контакт с *p*-областью. Излучение выводится через плоскопараллельные стороны образца, а верхние и нижние стороны являются контактами, к которым прикладывается напряжение.

Работа лазера сводится к следующему (рис. 2, *б*).

В начальный период, когда сила тока, текущего через *p–n*-переходы, невелика, ширина полосы излучения довольно большая, и поток света не является узконаправленным: при превышении порогового значения тока излучение имеет форму лепестка, т.е. он становится узконаправленным. Причем необходимая для этого мощность очень мала, а мощность излучаемая, наоборот, получается большой. Например, первый полупроводниковый лазерный диод, который экспонировался в 1965 г. на Лейпцигской ярмарке, имел кристаллы размером 0,03 мм при мощности излучения в импульсе 10 Вт.

Лазерное излучение (в отличие от теплового) характеризуется такими особенностями: оно узконаправленно (испускаются лишь волны, многократно отраженные от стенок резонатора и не испытавшие сколько-нибудь существенного отклонения от оптической оси); монохромно (выходное излучение является следствием резонансного процесса, связанного с переходом частиц с фиксированного энергетического уровня); когерентно (излучение монохроматично и имеется строго фиксированный сдвиг фаз). У него есть один обобщенный показатель, важный с точки зрения автомобильной фары. Это спектральная яркость – величина, связывающая между собой поток энергии, излучаемой лазером, телесный угол и диапазон длин волн, в котором сосредоточено излучение.

Возьмем к примеру, Солнце. По формуле М. Планка посчитано [1], что с 1 см^2 поверхности Солнца излучается 7 кВт мощности. Но эта энергия распределяется в широком (от 0,25 до 1,80 мкм) спектральном диапазоне. В узкой же световой полосе (например, на волне 0,532 мкм, соответствующей красному цвету) эта мощность составляет всего лишь 10^{-5} Вт·с/см^2. В то время как выходная мощность самых маломощных лазеров начинается с 10^{-3} Вт/мм^2, что в 10^4 раз больше, чем у Солнца в этой полосе излучения. Что касается спектральной яркости, то яркость Солнца соответствует температуре 6000 К, а у лазерных источников – 10^{18}...10^{19} К. То есть лазер, как источник света, эффективнее Солнца.

Однако лазерам присуща одна особенность: у них узкий пучок света, который использовать непосредственно в автомобильных осветительных приборах невозможно. Но в качестве возбудителя люминофоры, расположенного в фокусе осветительного прибора (фары), не только можно, но и нужно. Важно лишь выбрать тот из люминофоров, который даст свет не меньший, чем дают лампы накаливания, газоразрядные и т.д.

Что авторы и сделали. Правда, для этого им пришлось всю ту номенклатуру твердых, жидких и газообразных веществ, способных люминесцировать под действием различного рода возбуждений, которая выпускается в настоящее время промышленностью, проанализировать по типу возбуждения. В том числе неорганические и органические фотолюминофоры, рентгенолюминофоры, радиолюминофоры, катодолюминофоры и электролюминофоры.

Выполненный анализ показал, что в настоящее время технология производства люминофоров развивается настолько бурно, что выбрать тот, который удовлетворяет любым требованиям, труда не составляет. Так, сейчас есть люминофоры с практически любой длиной волны излучения и поглощения в диапазоне от ультрафиолетовой до инфракрасной частей спектра. Они могут иметь очень широкий диапазон излучения по яркости, а также самое разное время послесвечения, могут работать и в антистоксовом режиме, когда их излучение

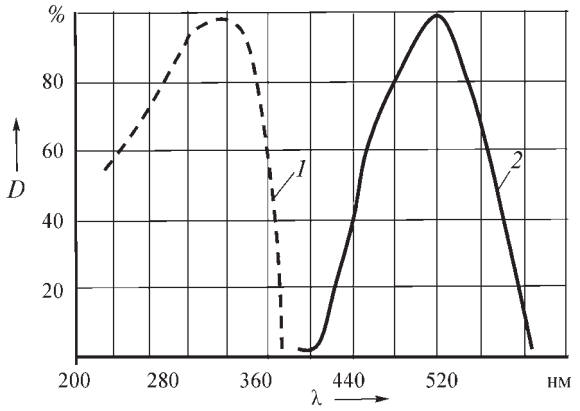


Рис. 3. Спектр поглощения (1) и спектр излучения (2) люминофора ФЛЗ-3

имеет выход на более высокой частоте, чем возбуждающее излучение.

В итоге для первого экспериментального образца лазерной фары автомобиля был взят люминофор ФЛЗ-8, спектры поглощения и излучения которого показаны на рис. 3. Он, как видим, обладает хорошими спектром излучения и выводом энергии и, кроме того, его физико-химические свойства позволяют использовать его в автомобильной светотехнике.

При разработке конструкции экспериментальной фары авторы увязывали между собой такие вопросы, как тип лазерной головки, излучаемая ею частота, тип люминофора, расположение лазерной головки и люминофора, а также электропитание и управление лазером. Полученные в ходе экспериментов данные, дали в итоге довольно полное представление о прообразе лазерной фары.

Так, эксперименты подтвердили: лазерный свет значительно отличается от солнечного и от всех других ранее известных его источников, что позволяет снизить расход энергии на работу автомобильных фар (например, по сравнению со светодиодными фарами – более чем в 2 раза). Значит, лазерный свет улучшит топливную экономичность автомобилей. Причем его высокая интенсивность не является угрозой для людей и животных. Потому что он излучается на люминофор, где его энергия преобразуется в очень светлый, белый, приятный для глаз свет.

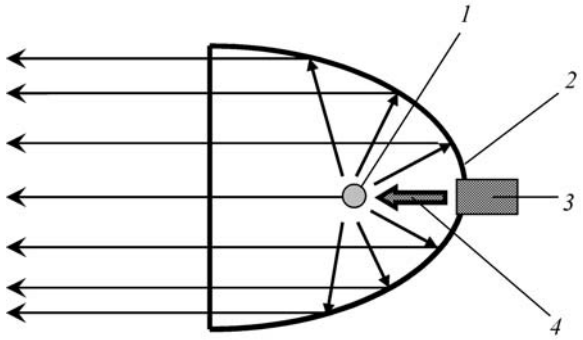


Рис. 4. Схема экспериментальной фары с одной лазерной головкой:
1 – шарик с нанесенным на него люминофором; *2* – отражатель; *3* – лазерная головка; *4* – луч лазера

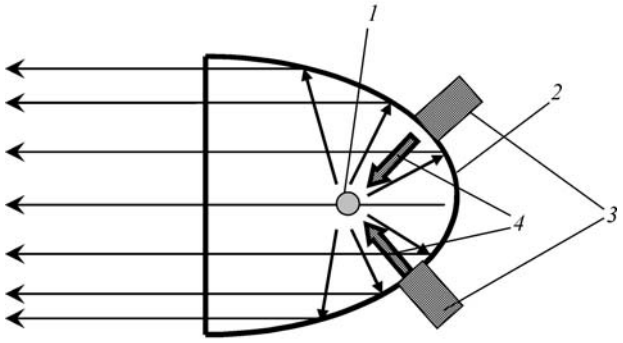


Рис. 5. Схема экспериментальной фары с двумя лазерными головками:
1 – шарик с нанесенным люминофором; *2* – отражатель; *3* – лазерные головки; *4* – луч лазера

Очень важный вопрос – размеры лазерных диодов. Но и здесь проблем нет: эти размеры в несколько раз меньше размеров обычных светодиодов. Что, безусловно, открывает кардинально новые возможности для разработчиков автомобильной светотехники.

Экспериментальная лазерная фара была изготовлена на базе обычной четырехугольной автомобильной фары. При этом в фокусе ее отражателя был установлен (рис. 4) пластмассовый прозрачный шарик *1* диаметром 5 мм, на поверхность которого нанесен люминофор ФЛЗ-8. На расстоянии 5 см от фокуса размещена лазерная головка *3*, излучающая синий свет с длиной волны 405 нм. Запитывалась фара напряжением 3 В и потребляла мощность 0,05 Вт. Излучение лазера в виде узкого луча попадало на поверхность шарика, покрытого люминофором, и вызывало его люминесценцию в видимом спектральном диапазоне, и поскольку он находился в фокусе отражателя, то получался яркий луч света длиной до 60 м. То есть эксперименты доказали: такой источник – вполне реален. Не случайно ими начинают заниматься и за рубежом. Например, фирма БМВ планирует [2] в будущем устанавливать лазерные фары на свои автомобили. Что же касается МАМИ, то здесь намечается проведение широкомасштабных испытаний первых лазерных фар, а также изготовление фары с двумя лазерными головками (рис. 5), что позволит не только повысить ее мощность, но и более рационально решить вопросы ближнего и дальнего света. Есть планы и по созданию бытового лазерного светильника с более высоким, по сравнению с выпускаемыми сегодня светильниками, КПД. Эффект от предложения весьма ощутим: сейчас в мире покупается более 20 млрд ламп ежегодно. Следовательно, уменьшение потребляемой светильниками мощности даже на несколько процентов сэкономит электроэнергию, производимую несколькими крупными электростанциям.

Литература

1. Федоров Б.Ф. Лазеры. Устройство и применение. М.: ДОСААФ СССР. – 182 с.
2. http://motor.ru/news/2011/09/01/bmwlaser/.

УДК 621.316.56

СХЕМЫ СИЛОВЫХ КОММУТАТОРОВ ДЛЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНОЙ ВЕНТИЛЬНО-ИНДУКТОРНОГО ТИПА

Р.Ю. ВАЛИШЕВ
Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева (843. 256-56-53)

Рассматриваются схемные решения коммутаторов тока для электрических машин вентильно-индукторного типа.

Ключевые слова: *электропривод, вентильно-индукторная машина, токовый коммутатор.*

Valishev R.Yu.

SCHEMA OF POWER CONVERTER TOPOLOGIES TO CONTROL THE ELECTRIC SWITCHED RELUCTANCE MACHINE

The schematic configurations of current commutators to control the electric machine switched reluctance machine (SRM) are shown.

Keywords: *electric propulsion, switched reluctance machine, current commutator.*

В статьях, опубликованных в "АП", 2012, № 5 и 2011, № 9, их авторы справедливо утверждают, что электрические машины вентильно-индукторного типа на данном этапе своего развития еще не способны занять достойное место на автомобилях с электроприводом (электромобилях и автомобилях с комбинированной силовой установкой). Хотя они обладают многими достоинствами – такими, как относительно невысокая стоимость, простота конструкции, высокие энергетические и динамические показатели, имеют место два основных недостатка – ощутимые пульсации частоты вращения и крутящего момента ротора и связанная с этими явлениями шумность работы электродвигателя. Именно они не позволяют инженерам-проектировщикам включить такие машины в состав силовой установки.

Однако максимально реализовать их достоинства и ослабить их недостатки все-таки можно. Для этого необходимо правильно, в соответствии с эксплуатационными требованиями подобрать силовую схему коммутатора и алгоритм его управления. Тем более что выбирать есть из чего: таких схем существует достаточно много. И среди них немало надежных и вполне пригодных для применения в составе электроприводов АТС. Рассмотрим некоторые из них.

Крутящим моментом, который развивает рассматриваемый электродвигатель, можно управлять преобразователем (силовым коммутатором), изменяя амплитуду и длительность импульсов тока в рабочих фазах (обмотках) возбуждения статора двигателя синхронно с положением ротора. На вход управляющего преобразователя (силового коммутатора) подается напряжение постоянного тока, для чего подходит либо диодный выпрямитель переменного тока в постоянный с внешним интерфейсом, либо аккумуляторная батарея. Стоит отметить, что токи, в отличие от других машин переменного тока, в вентильно-индукторном двигателе – однонаправленные, поэтому обычные мостовые выпрямители, используемые в других типах электроприводов, здесь применять не допускается.

На практике наиболее часто используются пять схем управляющих преобразователей (силовых коммутаторов) (рис. 1): полумостовой классический (рис. 1, *а*); с резистивной нагрузкой (рис. 1, *б*); преобразователь Миллера с (n + 1) ключами (рис. 1, *в*); 1,5-преобразователь (рис. 1, *г*) и с емкостной нагрузкой (рис. 1, *д*). Самый распространенный из них – классический. Он имеет в своем составе по два вентиля и два диода на каждую фазу. Основное его достоинство – гибкость в управлении: каждой фазой можно управлять независимо друг от друга, что очень важно для высокой скорости вращения ротора электродвигателя, когда перекрытие между соседними фазными токами значительно.

Полумостовой преобразователь использует 2n ключей и 2n диодов для электромашин с числом фаз, равным n, но есть и несколько конфигураций, в которых ключей меньше. Например, в инверторе с резистивной нагрузкой (см. рис. 1, *б*) – по одному вентилю и одному диоду на каждую фазу. Однако у этого варианта очень низкий КПД, потому что при выключении накопленная энергия заряжает конденсатор С до напряжения на шине и рассеивается в резисторе R. Кроме того, здесь нет режима нулевого напряжения.

Альтернативная схема – (n + + 1)-ключевой инвертор (преобразователь Миллера). В этой схеме (см. рис. 1, *в*) все фазы разделены вентилем и диодом, поэтому наложение фаз друг на друга, что неизбежно возникает при работе двигателя на высоких скоростях вращения ротора, здесь невозможно. Эта проблема была решена вентильным разделением каждой несмежной фазы так, как показано на рис. 1, *г*, т.е. с помощью 1,5n-ключевого преобразователя. В такой схеме электродвигатель вентильно-индукторного привода должен иметь только четное число фаз.

Одно из популярных схемных решений – схема с емкостной нагрузкой (см. рис. 1, *д*). Она имеет меньше переключателей и делает возможным независимый контроль фазного тока. В этой конфигурации в выключенном состоянии сохраненная магнитная энергия заряжает конденсатор С, и если его напряжение достигает определенного значения (к примеру, U_c), оно передается к источнику питания через вентиль VT_c. Но у нее есть существенный недостаток: отрицательное напряжение на фазной обмотке ограничивается разницей между напряжением на конденсаторе С и напряжением питания U.

Работа первой фазы такого преобразователя приведена на рис. 2. Когда оба ключа (вентили VT1 и VT2) включены так, как показано на рис. 2, *а*, то к обмотке первой фазы прикладывают напряжение U постоянного тока. Ток в этой фазе увеличивается, поскольку он течет по цепи, в которой имеются положительный вывод источника питающего напряжения U, VT1, обмотка фазы 1, VT2 и отрицательный вывод U. При отключении VT1 и включении VT2 (рис. 2, *б*), когда фаза под

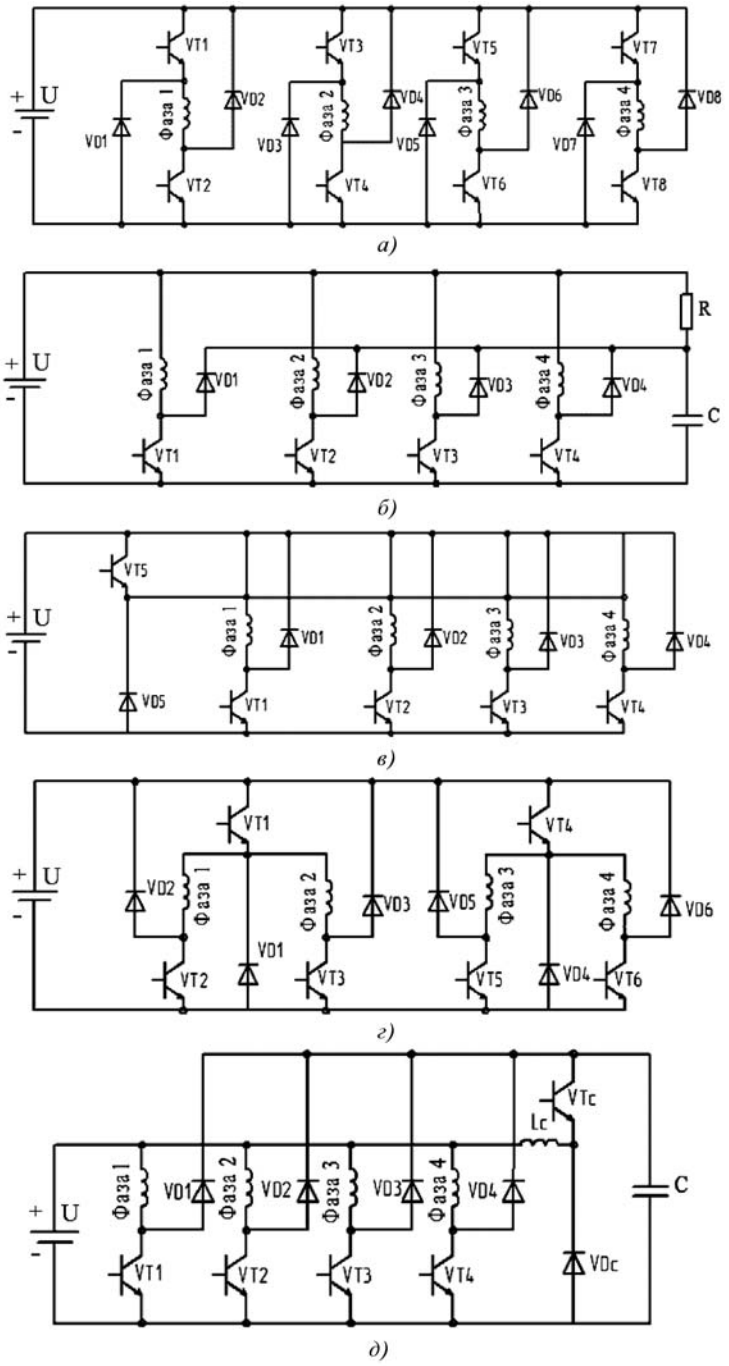


Рис. 1. Структурные схемы коммутаторов электропривода АТС, выполненные на основе вентильно-индукторных электродвигателей:

а – классическая схема; *б* – схема с резистивной нагрузкой; *в* – преобразователь Миллера ($n + 1$); *г* – 1,5n-преобразователь; *д* – схема с емкостной нагрузкой

напряжением, ток течет через VT2 и VD1, фаза 1 не отдает и не принимает энергию питания. Когда ключи VT1 и VT2 выключены, ток фазы 1 будет течь через VD2, положительный и отрицательный выводы *U*, VD1 и обмотку фазы 1. В это время фаза электродвигателя через диоды подключена к отрицательному выводу напряжения постоянного тока. Энергия магнитного контура возвращается в цепь постоянного тока. Из-за приложенного отрицательного напряжения фазный ток снижается. Таким образом, включением и выключением вентилей VT1 и VT2 обеспечивается три варианта регулирования тока фазы 1.

Рассмотренные примеры позволяют сделать несколько выводов.

1. Электропривод двигателя АТС, выполненный на основе вентильно-индукторного электродвигателя, имеет большой потенциал в направлении уменьшения уровня вибрационного шума и улучшения его массогабаритных показателей.

2. Уже разработанные варианты управления дают возможность выбрать тот из них, который в наибольшей мере соответствует конкретной комбинированной (гибридной) силовой установке в целом и ее электроприводу в частности, учесть целевое назначение конкретного АТС, а значит, обеспечить ему хорошие экономические и динамические характеристики.

3. Работы по совершенствованию таких приводов, безусловно, заслуживают продолжения.

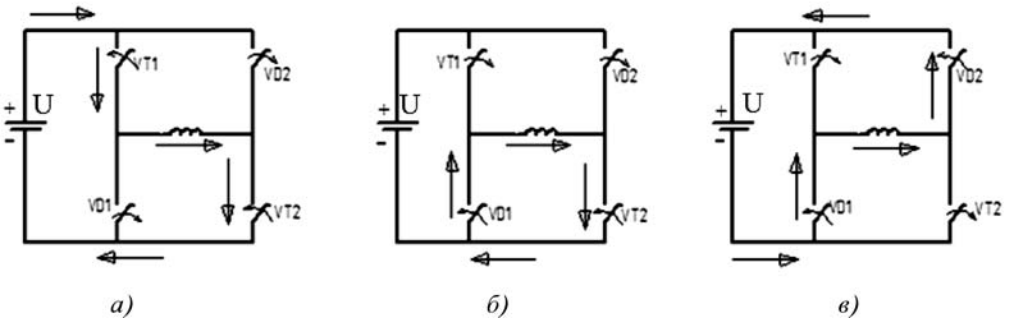


Рис. 2. Режимы работы классического преобразователя:

а – режим включенного состояния вентилей; *б* – режим нулевого напряжения; *в* – режим выключенного состояния вентилей

Литература

1. Ehsani M., Gao Y., Emadi A. Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles. Fundamentals. Theory and Design. Second Edition CRC Press. 2010. P. 224–226.

УДК 629.113

ПОЛОЖЕНИЕ ЗОН ТРЕНИЯ ПОКОЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ В ПЯТНЕ КОНТАКТА ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА С ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ[1]

Д-р техн. наук **Е.В. БАЛАКИНА, Н.М. ЗОТОВ, Д.А. МАРУХИН**
Волгоградский ГТУ (8927. 529-74-17)

Приводятся правила определения участков трения покоя и скольжения в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

Ключевые слова: *шины, пятно контакта, зоны видов трения.*

Balakina E.V., Zotov N.M., Maruhin D.A.

LOCATION OF SLIDE AND TRACTION FRICTION ZONE IN CONTACT OF TYRE – ROAD SPOT

The rules of a finding of zone of friction of rest and sliding in a spot of contact of the tyres and road are received.

Keywords: *tyres, zone of kinds of friction.*

Известно, что в пятне контакта шины с опорной поверхностью есть зоны трения покоя и скольжения. Их положение (в передней или задней частях) пятна относительно направления движения автомобиля определяет различные явления в нем. В частности, при отсутствии бокового скольжения колеса зона трения скольжения воспринимает продольную нагрузку и реализует часть продольной реакции опорной поверхности, а зона трения покоя – продольную и боковую нагрузки и реализует как часть продольной, так и всю боковую реакцию опорной поверхности. Что сказывается и на уводе эластичного колеса, и на параметрах колебаний управляемых колес.

Однако в литературных источниках приводятся нечеткие, иногда даже противоречивые данные о расположении зон трения в пятне контакта шины с опорной поверхностью при различных условиях нагружения колеса. Что не позволяет точно рассчитывать моменты, поворачивающие управляемые колеса, а значит, и параметры их угловых колебаний и их шинную стабилизацию.

Хотя отдельные точные сведения есть. Например, в работе [1] сообщается, что в режиме торможения колеса эпюра нормальных напряжений в пятне контакта смещается в сторону задней его части. При этом, как показано на рис. 4 , расстояние от равнодействующей нормальной реакции R_z опорной поверхности до геометрического центра пятна контакта равно b.

Если разложить приведенную на рис. 1 общую схему, то получим две (рис. 5, *а* и 5, *б*) составляющие величины смещения b. Первая из них (*а*) характеризует неупругую, а вторая (*с*) – упругую составляющие смещения в направлении толкающей силы. И авторами статьи экспериментально доказано: составляющая *а* в тормозном режиме отрицательна. Но поскольку составляющая *с* характеризует упругую продольную деформацию шины и представляет собой смещение в направлении толкающей силы, то она в тормозном режиме положительна. Это соотношение между *в*, *а* и *с* можно записать, очевидно, в виде формулы № 1 (табл. 1).

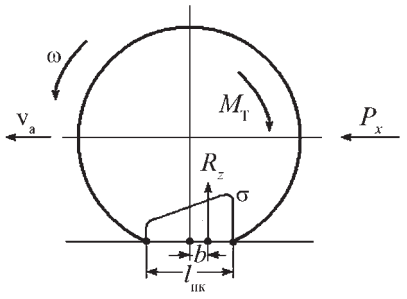


Рис. 4. Общая схема нагружения тормозящего колеса

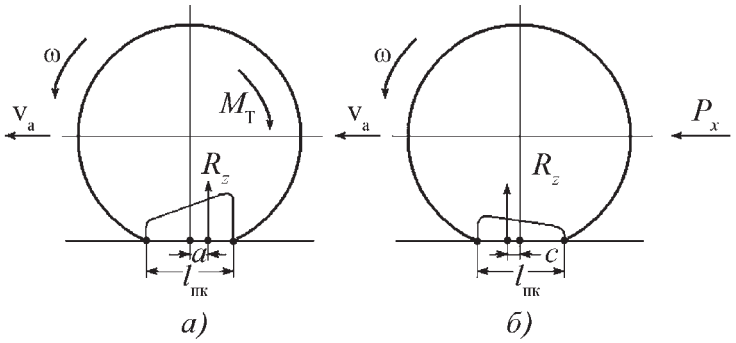


Рис. 5. Раздельные схемы нагружения тормозящего колеса от действия тормозного момента колеса (а) и толкающей силы со стороны кузова автомобиля (б)

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$b = a - c$	–
2	$X_0 = \frac{l_{пк}}{2}; X = \frac{2l_{пк}}{3}; a_{max} = X - X_0 = \frac{l_{пк}}{6}$	$l_{пк}$ – длина пятна контакта
3	$c_{max} = \frac{[P_x]}{C_{шx}}$	$[P_x]$ – максимально возможная толкающая сила; $C_{шx}$ – коэффициент продольной жесткости шин
4	$[P_x] = [P_z]\varphi_{max}$	φ_{max} – максимальный коэффициент сцепления шины с сухим асфальтом
5	$[\tau] = f_п\sigma$	$[\tau]$ – предельно допустимые касательные напряжения в пятне контакта тормозящего колеса с дорогой; $f_п$ – коэффициент трения покоя между материалом шины и опорной поверхностью; σ – нормальные напряжения в пятне контакта тормозящего колеса с дорогой, взятые из эпюры рис. 1
6	$\tau_i \geq [\tau_i] = f_п\sigma_i$	–

[1] Окончание. Начало см. "АП", 2013, № 7.

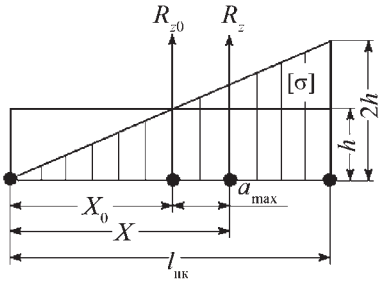


Рис. 6. Схема для расчета максимальной величины неупругой составляющей смещения равнодействующей нормальной реакции опорной поверхности от геометрического центра пятна контакта

Теперь оценим величины составляющих смещения b.

На рис. 6 показана схема расчета максимальной величины a_{max} неупругой составляющей смещения равнодействующей нормальной реакции опорной поверхности от геометрического центра пятна контакта. Здесь R_z – нормальная реакция опорной поверхности; X_0 и X – ее начальная и конечная координаты от начала пятна контакта; $l_{пк}$ – длина пятна контакта; h – высота эпюры нормальных напряжений в пятне контакта в статике; [σ] – эпюра максимально возможных нормальных напряжений в пятне контакта тормозящего колеса. Значения X_0, X, σ_{max} дают формулы № 2.

Полученные по этим формулам значения длины пятна контакта шин легковых и грузовых автомобилей (из их геометрических размеров, радиальной жесткости и радиальной нагрузочной способности) приведены в табл. 2, а значения упругого смещения C шин – в табл. 3. При этом принималось, что значение c_{max} соответствует формуле № 3, а значение входящего в нее параметра $[P_к]$ – формуле № 4. Результаты расчетов по ним – в табл. 4, из которой видно, что величина упругого смещения c практически на порядок меньше величины неупругого смещения a. Отсюда следует, что у тормозящего колеса величина смещения b равнодействующей нормальной реакции опорной поверхности от геометрического центра пятна контакта практически всегда отрицательная. Исключение может составлять лишь начало торможения, когда тормозной момент еще не успел вырасти.

Используя эпюру нормальных напряжений в пятне контакта тормозящего колеса с опорной поверхностью, можно составить эпюру допустимых касательных напряжений в нем (формула № 5).

Таблица 2

Автомобили	Свободный радиус r_0 шин, мм	Коэффициент $C_{шz}$ радиальной жесткости шин, Н/мм	Допустимая нормальная нагрузка $[P_z]$ колеса, Н	Максимальная вертикальная деформация h_z шин, мм	Длина $l_{пк}$ пятна контакта, см	a_{max}, см
Легковые	220...350	150...250	3000...6500	20...25	15...26	3,0...4,5
Грузовые	450...600	500...1100	12500...30000	25...30	30...38	5,0...6,5

Таблица 3

Автомобили	Посадочный радиус $r_п$ шин, мм	Коэффициент $C_{шβ}$ крутильной жесткости шин, Н·м/рад	Коэффициент $C_{шx}$ продольной жесткости шин $\left(C_{шx} \approx \frac{C_{шβ}}{(r_п)^2}\right)$, Н/мм	Максимально возможная толкающая сила, Н	c_{max}, см
Легковые	152...216	17 200...45 800	745...1100	2800...6050	0,3...0,5
Грузовые	254	86 000...200 500	1330...3110	11 600...27 900	0,8...0,9

Вид эпюр касательных напряжений в режиме торможения колеса известен [2]. Некоторые авторы только на основании этих эпюр делают вывод о взаимном расположении зон видов трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорой. Однако такой подход некорректен, поскольку участок скольжения зарождается там, где касательные напряжения начинают превышать допустимые, т.е. когда выполняется условие, выраженное формулой № 6.

Таким образом, выявить место скольжения в пятне контакта можно только на основании сопоставления эпюр касательных и нормальных напряжений. Такое сопоставление позволяет сделать вывод о том, что в режиме торможения (в отличие от ведущего режима) колеса участок покоя расположен сзади, а участок скольжения зарождается в передней части пятна контакта и по мере роста коэффициента $S_к$ продольного скольжения колеса увеличивается в сторону задней части пятна контакта. Это доказывают многочисленные эксперименты, проведенные в ВолгГТУ, в ходе которых зоны трения покоя и скольжения фиксировались видеоаппаратурой через оптически прозрачную модель взаимодействия дороги с эластичным колесом, нагруженным радиально силой и тормозным моментом.

Таблица 4

Автомобили	a_{max}, см	c_{max}, см
Легковые	3...4,5	0,3...0,5
Грузовые	5...6,5	0,8...0,9

Из всего сказанного можно сделать вывод: по эпюрам касательных напряжений судить о месте начала скольжения в пятне контакта шины с опорной поверхностью неправомерно. Для решения этой задачи необходимо использовать эпюры как касательных, так и нормальных напряжений. Контакт нарушается на участках, где $\tau_i \geq [\tau_i] = f_п \sigma_i$.

Литература

1. Московкин В.В. Частичное проскальзывание в контакте как один из источников смещения равнодействующей нормальной реакции эластичного колеса / В.В. Московкин, В.А. Петрушов / Труды НАМИ. Выпуск 106. Эластичное колесо в ряду передаточных механизмов. – М.: Изд-во НАМИ, 1969. С. 41–51.
2. Кленников Е.В. Экспериментальные исследования нормальных и касательных напряжений в контакте шины / Е.В. Кленников, В.И. Кнороз, И.П. Петров / Труды НАМИ. Выпуск 120. Взаимодействие колеса с опорной поверхностью. – М.: Изд-во НАМИ, 1970. С. 78–95.

УДК 629.017

ДИНАМИКА КУЗОВА И УСТОЙЧИВОСТЬ АТС В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Д-р техн. наук **А.А. РЕВИН**
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-53)

Доказана необходимость учета динамики дифферента кузова при решении задач курсовой устойчивости автомобиля в режиме его торможения.

Ключевые слова: *курсовая устойчивость, дифферент кузова автомобиля.*

Revin A.A.

BODY DYNAMICS AND STABILITY OF THE VEHICLE DURING BRAKING

The need to consider the dynamics of the car body trim in solving stability during braking is concluded.

Keywords: *stability of movement of cars, a trim of the car body.*

В "АП" опубликована (см. "АП", 2012, № 2) статья, в которой ее авторы попытались найти ответ на вопрос: нужно ли учитывать крен и дифферент автомобиля при оценке устойчивости АТС в процессе торможении. В ней, на взгляд автора предлагаемой статьи, есть некоторые положения, требующие уточнения.

Как известно, устойчивость автомобиля в режиме торможения, с одной стороны, зависит от действующих сил возмущения, а с другой – от способности конструкции автомобиля им противостоять. В этом режиме наиболее мощным действующим возмущающим фактором является неравномерность торможения колес, которая обусловлена технико-эксплуатационными причинами: неравномерностью действия тормозных механизмов и дорожными условиями. В частности, наличием поперечной неравномерности коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью ("микст").

Кроме того, особое место здесь занимают явления самоповорота управляемых колес в пределах податливости деталей рулевого привода из-за неравномерности торможения, разворот мостов при крене кузова, отклонение управляемых колес по причине несоответствия кинематики подвески и рулевого управления у ряда АТС и т.п. Наконец, при торможении на повороте и маневрах АТС добавляется и приложенная к центру масс центробежная сила, вызывающая крен кузова.

И здесь необходимо отметить, что неравномерность торможения колес свойственна и процессу торможения в целом, поскольку для поверхности дорожного полотна характерна флуктуация не только коэффициента φ_x, но и φ_y, т.е. в продольном и поперечном направлениях. Поэтому речь может идти лишь о величине "микст".

То же самое можно сказать и о тормозных механизмах. При крупносерийном и массовом производствах АТС требования ремонтопригодности и относительно небольшая себестоимость тормозных механизмов не позволяют надеяться, что в перспективе совпадение реализуемых на различных колесах тормозных моментов будет идеальным. Именно поэтому ГОСТ Р 51709–2001 и допускает в эксплуатации 20%-ю неравномерность для дисковых тормозов и 25%-ю – для барабанных.

К действующим на автомобиль при торможении возмущающим факторам следует добавить также составляющую силы его тяжести, возникающую при поперечном наклоне дорожного полотна, даже выполненного в соответствии с требованиями СНиП.

Из сказанного можно сделать вывод: процессу торможения свойственно действие переменных по величине, но постоянных по наличию возмущений, в связи с чем можно говорить лишь о технической устойчивости движения автомобиля, т.е. устойчивости на конечном отрезке тормозного пути в пределах допустимых отклонений параметров. При этом взаимодействие колес с опорной поверхностью оказывает решающее влияние на способность автомобиля противостоять нарушению заданного водителем направления движения, поскольку основной задачей остается создание максимально возможного замедления в данных дорожных условиях.

Известно, что связь между действующими в пятне контакта реакциями отражается соотношением:

$$R_z \varphi(S_x) = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \qquad (1)$$

где R_z – нормальная нагрузка в пятне контакта колеса с опорной поверхностью; $\varphi(S_x)$ – реализованная величина коэффициента сцепления при относительном проскальзывании S_x; R_x, R_y – соответственно, касательная (тормозная) и боковая реакции.

Из него вытекает очень важное следствие: при действующей в пятне контакта колеса с опорной поверхностью нормальной нагрузке R_x и величине реализованного сцепления $\varphi(S_x)$ требуемая для противодействия возмущению величина боковой составляющей R_y может быть достигнута лишь за счет уменьшения тормозной силы. Поэтому при решении задачи повышения устойчивости автомобиля в режиме торможения важно обеспечить максимально возможную достоверность определения нормальных реакций в пятне контакта.

Далее. В условиях воздействия на автомобиль мощного возмущения в виде приложенной к центру масс силы инерции из-за дифферента кузова и крена под действием бокового ускорения при отклонении движения от прямолинейной траектории процесс торможения сопровождается существенным перераспределением нормальных реакций на колесах. Это изменение описывается зависимостью:

$$R_{zpi}^i = c_{pj}(z_{kj}^i - z_{aj}^i) + h_{pj}(z_{kj}^i - z_{aj}^i) + R_{zoj}, \qquad (2)$$

где c_{pj} – нормальная жесткость упругого элемента с учетом "пробоя" подвески (характерно для экстренного торможения); h_{pj} – демпфирование в подвеске; R_{zoj} – статическая нагрузка на колесе; z_{kj}^i – характеристики микропрофиля дорожного полотна.

Реализованные при первоначальном "клевке" кузова углы дифферента зависят от компоновочных особенностей конструкции автомобиля и характеристик элементов его подвески. Однако наличие упругого и демпфирующего элементов в ней, а также момент инерции подрессоренных масс по соответствующим осям способствуют явлению запаздывания по углу дифферента и крена по отношению к динамике изменения возмущающих факторов (составляющие продольного и поперечного замедлений). Например, при испытании короткобазного автомобиля с высоким расположением центра масс на поверхности с высокими сцепными свойствами (ВПП аэродрома) автор неоднократно наблюдал кратковременные отрывы задних колес в момент первоначального "клевка". При этом передняя часть кузова опускалась на ограничители хода рессоры ("пробой" подвески).

Таким образом, если мы хотим точно определить поведение автомобиля при торможении, то без учета динамики движения подрессоренных его масс не обойтись. Такой учет позволяет объяснить и описать многое. В частности, способность автомобиля с независимой структурой АБС на передней оси к самовыравниванию траектории движения в условиях неравномерного действия тормозных механизмов из-за перераспределения нормальных реакций по бортам в случае крена кузова; закономерность самоповорота управляемых колес с независимой структурой управления АБС из-за крена кузова (на управляемых колесах возникает момент от разности реализованных тормозных сил, обусловленный различиями нормальных реакций на колесах бортов); периодическое блокирование–разблокирование колес задней оси с регулятором тормозных сил при возникновении продольных (по углу дифферента) колебаний для ряда конструкций, а также при неисправности амортизаторов; блокирование задних колес автомобиля с регулятором тормозных сил при опережающем темпе нарастания давления рабочего тела в задних тормозных механизмах по отношению к темпу увеличения угла дифферента, что наблюдается при больших моментах инерции кузова в продольном направлении.

Перечень явлений, для объяснения которых требуется учет динамики дифферента и крена кузова АТС, можно продолжить. Но и сказанное выше позволяет утверждать: при исследовании на математических моделях устойчивости движения автомобиля в режиме торможения в условиях действия мощных возмущений крайне важно как можно точнее описать изменение нормальных реакций на его колесах, что без учета динамики дифферента и крена кузова достигнуто быть не может.

УДК 629.113

О ВОЗМОЖНОСТИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ НИЖНЕЙ ПОПЕРЕЧИНЫ ПЕРЕДНЕЙ ЧАСТИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Кандидаты техн. наук **Ю.Я. КОМАРОВ** и **А.В. ЛЕМЕШКИН**; **Д.Д. СИЛЬЧЕНКОВ**
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-57)

Предложена методика исследования статического сжатия нижней поперечины передней части автомобиля ВАЗ-2170 с проверкой данных в программе Solid Work.

Ключевые слова: *статическое сжатие, передняя поперечина*

Komarov Yu.Y., Lemeshkin A.V., Silchenkov D.D.

ABOUT POSSIBILITY OF COMPUTERIZED MODELING OF STATIC COMPRESSION LOWER CROSS OF THE FRONT PART CAR

The method propose of the study of static compression lower cross of the front part car VAZ-2170 with data validation in the program Solid Work is offered.

Keywords: *static compression, the front cross member.*

По статистике до 90 % попутных столкновений АТС происходит на относительных скоростях их движения до 15 км/ч. При этом у легковых автомобилей, как свидетельствует опыт, в случае таких ДТП значительной деформации их передних лонжеронов, как правило, нет: энергию удара гасят передний бампер, его усилитель и нижняя поперечина рамки радиатора (рис. 1).

У автомобиля ВАЗ-2170, например, нижняя поперечина радиатора, к которой крепится бампер и его усилитель, представляет собой штампованную изогнутую балку переменного сечения, выполненную из стали толщиной 1,5 мм.

Рис. 1. Общий вид бампера, рамки радиатора и нижней поперчины автомобиля ВАЗ-2170

Чтобы определить "поведение" поперечины автомобиля при попутно-фронтальном ДТП, авторы создали ее математическую модель (рис. 2), использовав программу Solid Works, и сопоставили результаты численного моделирования с результатами стендовых испытаний этой поперечины.

Как видно из таблицы, в которой приведены данные, полученные обоими способами, расхождение между экспериментальными данными и математическим моделированием составляет от 2 до 33 %. Особенно велико оно по краям поперечины, что можно объяснить тем, что в программе Solid Works образец зафиксировать идеально невозможно. Так что крайние значения деформации, полученные с помощью модели и программы ее расчета (в нашем случае 20, 45, 20 и 12 мм) следует исключать из рассмотрения. И тогда становится очевидным: программа Solid Works адекватно описывает поведение нижней поперечины, т.е. при проектировании поперчины от экспериментальной проверки ее конструктивных вариантов можно отказаться.

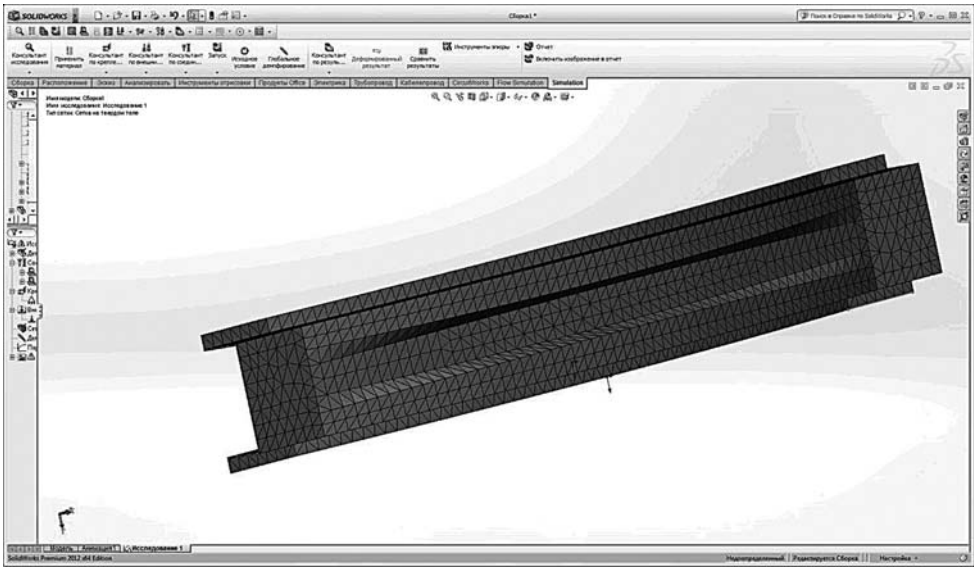


Рис. 2. Математическая модель поперечины

Вид испытания	Деформация, мм, образца по ширине, на расстоянии, мм, от левого края поперечины										
	100	200	300	400	440	500	600	700	800	900	1000
Эксперимент	2	16	30	48	54	47	42	31	18	8	2
Расчет с помощью программы Solid Works, мм	0	20	33	45	50	48	45	35	20	12	0
Расхождение	–	20	9	6	7	2	7	11	10	33	–

УДК 62-514.52

ПРИНЦИП И АЛГОРИТМ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНЫМ ТРАНСПОРТНЫМ СРЕДСТВОМ, ОСНОВАННОГО НА РАССОГЛАСОВАНИИ СКОРОСТЕЙ ВРАЩЕНИЯ УПРАВЛЯЮЩИХ КОЛЕС

Канд. техн. наук **А.В. СМИРНОВ, А.А. ШЕЛЕМЕТЬЕВ**
Поволжский ГТУ (8.927. 885-25-33)

Описан способ управления транспортным средством за счет задания определенных скоростей вращения управляющих колес без использования рулевого механизма. Предложен алгоритм рулевого управления транспортным средством, основанный на предложенном способе.

Ключевые слова: *рулевое управление, управляющее колесо, рулевой механизм.*

Smirnov A.V., Shelemetiev A.A.

THE METHOD AND ALGORITHM OF THE WHEELED VEHICLE'S STEERING MANAGEMENT BASED ON THE DIFFERENCE BETWEEN STEERING WHEEL'S ROTATION SPEED

The method of vehicle's management by setting certain speeds of steering wheel without using the steering mechanism is described. The algorithm of the vehicle's steering management based on the mentioned method is proposed.

Keywords: *steering management, steering wheel, steering mechanism.*

При управлении колесным АТС всегда есть необходимость в принудительном изменении траектории его движения, т.е. в системе рулевого управления, работа которой основана на том, что угол поворота управляющих колес изменяется через рулевой механизм (за счет внешнего усилия). Что требует кинематической связи рулевого механизма и рулевого привода и, соответственно, усложнения конструкции машины [1]. В связи с этим возникает вопрос: а нельзя ли избежать такого усложнения? Оказывается, можно, если применить рулевое управление, при котором угол поворота управляющих колес, связанных между собой рулевым приводом, изменяется не за счет внешнего усилия, передающегося посредством рулевого механизма, а за счет разности скоростей вращения этих колес. Ведь совершенно очевидно: если принудительно задавать такую разность, то можно тем самым задать и угол поворота АТС, так как из-за возникающего разностного момента сил в точках поворота колес (точки *A* и *C* на рис. 1) они будут стремиться изменить свои углы поворота в соответствии с заданной траекторией движения. Другими словами, углы поворота управляющих колес будут изменяться за счет моментов сил, равных произведению плеча (рычага) длиной *l*, и сил, возникающих вследствие реакции опоры, с которой колеса взаимодействуют из-за разности скоростей их вращения [2].

Из рисунка хорошо виден принцип выбора углов поворота управляющих колес, при котором исключается их юз при повороте АТС. Суть этого принципа заключается в выборе таких параметров рулевого привода, при котором обеспечивается соединение мнимых перпендикуляров всех колес в одной точке.

Рассмотрим, как он реализуется, для чего определим зависимости скоростей v_i вращения всех колес АТС с известными габаритными размерами от требуемых скорости v_a его движения и угла α поворота. При этом учтем следующие: технологии таких расчетов хотя и есть в различных источниках [3 и др.], но все они пренебрегают величинами длин рулевых рычагов. И есть все основания ожидать, что они дают неточные результаты, поскольку именно от этих длин и зависят возникающие при рассогласовании скоростей вращения колес моменты сил, приводящие к их повороту. В связи с чем посмотрим, какой эта технология должна быть на самом деле.

Во время поворота АТС каждое из его колес проходит за единицу времени свой путь. Значит, неодинаковыми будут и радиусы их движения и движения АТС в целом (расстояние *BD*). При этом численное значение радиуса *R* движения АТС можно выразить через межосевое расстояние *BF* и угол α поворота АТС. Это будет формула № 1 (см. таблицу).

Точно таким же образом из рис. 1 можно определить и радиусы R_i движения каждого из колес АТС, и

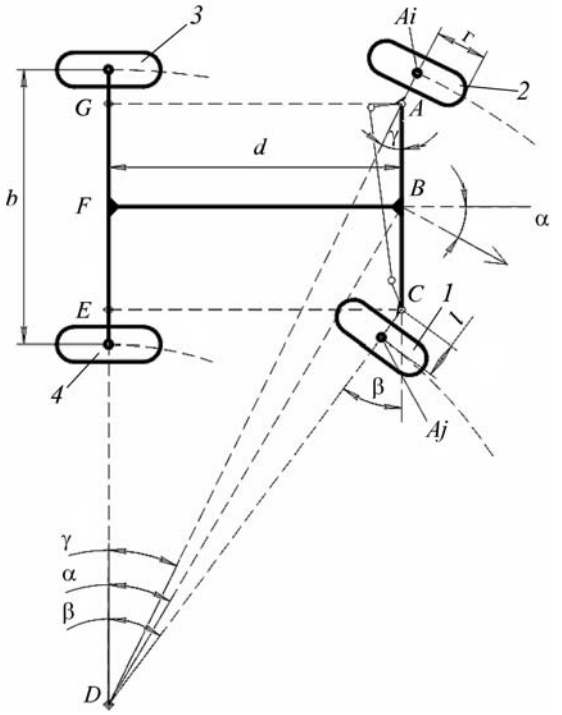


Рис. 1. Схема поворота четырехколесного АТС

№ формулы	Формула	Примечания
1	$R = BD = \frac{BF}{\sin\alpha} = \frac{d}{\sin\alpha}$	$BD = d$ – расстояние от центра управляющей оси до центра поворота; BF – межосевое расстояние; α – угол поворота АТС
2	$R_4 = FD - \frac{b}{2} = \frac{BF}{\mathrm{tg}\alpha} - \frac{b}{2} = \frac{d}{\mathrm{tg}\alpha} - \frac{b}{2}$	FD – расстояние от центра неуправляемой оси до центра поворота АТС; b – колея АТС
3	$R_3 = R_4 + b = \frac{d}{\mathrm{tg}\alpha} + \frac{b}{2}$	–
4	$\mathrm{tg}\beta = \frac{CE}{ED} = \frac{d}{R_4 + l} = \frac{d}{\frac{d}{\mathrm{tg}\alpha} - \frac{b}{2} + l}$	$CE = BF$; l – расстояние от центра колеса до его поворотного шарнира (длина рычага)
5	$R_1 = \frac{CE}{\sin\beta} - l = \frac{d}{\sin\beta} - l = \frac{d}{\sin\left[\mathrm{arctg}\left(\frac{d}{\frac{d}{\mathrm{tg}\alpha} - \frac{b}{2} + l}\right)\right]} - l$	–
6	$\mathrm{tg}\gamma = \frac{AG}{GD} = \frac{d}{R_3 - l} = \frac{d}{\frac{d}{\mathrm{tg}\alpha} + \frac{b}{2} - l}$	$AG = DF = CE$
7	$R_2 = \frac{AG}{\sin\gamma} + l = \frac{d}{\sin\gamma} + l = \frac{d}{\sin\left[\mathrm{arctg}\left(\frac{d}{\frac{d}{\mathrm{tg}\alpha} + \frac{b}{2} - l}\right)\right]} + l$	–
8	$T = \frac{2\pi R}{\mathrm{v}} = \frac{2\pi R_1}{\mathrm{v}_1} = \frac{2\pi R_2}{\mathrm{v}_2} = \frac{2\pi R_3}{\mathrm{v}_3} = \frac{2\pi R_4}{\mathrm{v}_4}$	–
9	$\mathrm{v}_1 = \frac{\mathrm{v}R_1}{R}$; $\mathrm{v}_2 = \frac{\mathrm{v}R_2}{R}$; $\mathrm{v}_3 = \frac{\mathrm{v}R_3}{R}$; $\mathrm{v}_4 = \frac{\mathrm{v}R_4}{R}$	–
10	$\omega_1 = \frac{\mathrm{v}R_1}{2\pi rR}$; $\omega_2 = \frac{\mathrm{v}R_2}{2\pi rR}$; $\omega_3 = \frac{\mathrm{v}R_3}{2\pi rR}$; $\omega_4 = \frac{\mathrm{v}R_4}{2\pi rR}$	r – радиус колеса
11	$\mathrm{v}' = \sqrt{\mathrm{v}^2 + H^2}$	–
12	$h = l\cos\theta$	–
13	$h' = l\cos\theta$	–
14	$H = \frac{d\theta}{dt} l\cos\theta$	–
15	$\mathrm{v}'_1 = \sqrt{\left(\frac{\mathrm{v}R_1}{R}\right)^2 + \left(\frac{d\theta_1}{dt} l\cos\theta_1\right)^2}$	–
16	$\omega_1 = \frac{\mathrm{v}'_1}{2\pi r}$; $\omega_2 = \frac{\mathrm{v}'_2}{2\pi r}$; $\omega_3 = \frac{\mathrm{v}'_3}{2\pi r}$; $\omega_4 = \frac{\mathrm{v}'_4}{2\pi r}$	–

углы β и γ поворота его управляющих колес *1* и *2*. Так, радиус R_4 движения заднего внутреннего по отношению к повороту колеса дает формула № 2, радиус R_3 движения заднего наружного колеса – формула № 3, тангенс угла поворота переднего колеса *1*, движущегося по внутренней траектории поворота, – формула № 4 и радиус R_1 его движения – формула № 5.

Аналогичным образом определяются угол γ поворота переднего колеса, движущегося по наружной траектории поворота, а также радиус R_2 его движения (формулы № 6 и 7 соответственно).

Зная, что АТС движется по окружности радиусом $R = BD$ со скоростью v_a, а также значения всех радиусов (R_1, R_2, R_3 , R_4), по которым движутся его колеса, можно рассчитать скорости $v_1...v_4$ перемещения осей колес транспортного средства следующим образом.

Пусть за время T движения колеса *1*, *2*, *3* и *4* описывают окружности длинами L_1, L_2, L_3 и L_4 соответственно, а точка B – окружность длиной L. Тогда значение T дает формула № 8. Отсюда получаем формулы № 9.

Зная, далее, скорости v_i перемещения осей колес, а также радиусы R_i этого перемещения, по формуле № 10 легко определить и угловые скорости (циклические частоты вращения) ω_i колес.

Проведем математическое моделирование процесса поворота четырехколесного АТС, рулевое управление которого осуществляется в соответствии с предлагаемым способом. Примем, что у АТС $b = 1{,}5$ м, $d = 2{,}5$, $l = 0{,}15$, и $r = 0{,}15$ м и $v_a = 60$ км/ч. Тогда зависимости скоростей ω_i вращения колеса АТС от угла его поворота будут иметь вид, показанный на рис. 2. Эти зависимости позволяют определить, как должна изменяться разность скоростей вращения колес при изменении габаритных размеров АТС, траектории и скорости его движения.

Постановку задачи можно и расширить. Пусть, к примеру, АТС имеет независимую подвеску колес, прямолинейно движется по неровной поверхности и на пути одного из его управляющих колес встречается неровность. Очевидно, чтобы компенсировать увеличение пути этого колеса и сохранить прежнее направление движения АТС, скорость данного колеса нужно увеличить. И чтобы определить, каким должно быть это увеличение, отложим (рис. 3) от

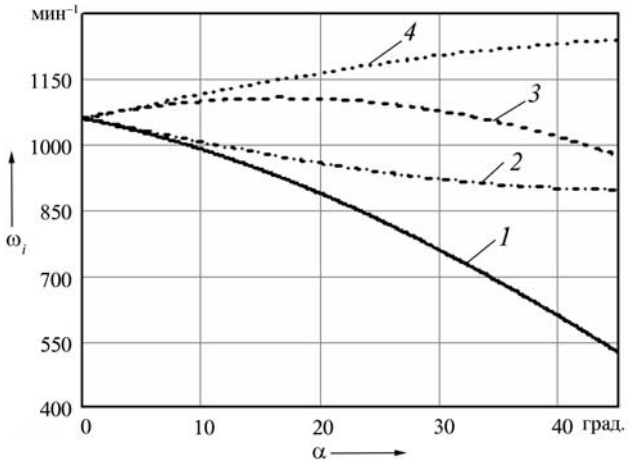
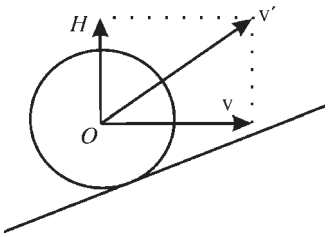


Рис. 2. Зависимость угловой скорости колес АТС от угла его поворота и колеса:

1 – заднее внутреннее по отношению к повороту колесо; *2* – переднее внутреннее колесо; *3* – заднее внешнее колесо; *4* – переднее внешнее колесо

Рис. 3. Вектор моментальной скорости колеса при его наезде на неровность



оси O вращения колеса векторы моментальных скоростей по вертикали (H) и по горизонтали (v). Тогда модуль вектора моментальной скорости v' можно вычислить по формуле № 11.

Допустим, далее, что рама АТС при его движении не меняет угол своего наклона по всем трем осям и движется прямолинейно с постоянной скоростью. Тогда моментальная скорость v колеса по горизонтали будет равна скорости АТС. Моментальная же скорость H подъема колеса по вертикали вычисляется из треугольника, образуемого рычагом колеса длиной l, высотой h подъема колеса и проекцией рычага на плоскость рамы. При этом высоту h подъема колеса можно выразить через длину l рычага и синус угла θ между рычагом и плоскостью рамы (формула № 12).

Значит, моментальное изменение h' высоты h будет производной этой функции (формула № 13). Она фактически показывает, как изменится катет h при изменении угла на l радиан при угле θ.

Умножив эту функцию на производную $\frac{d\theta}{dt}$ угла (моментальная скорость изменения угла), получим моментальную скорость – изменение высоты h по времени (формула № 14).

Таким образом, скорость v_i первого колеса при его движении по неровности будет подчиняться формуле № 15. И очевидно, что формулы для расчета скоростей остальных колес будут аналогичными. Следовательно, угловые скорости их вращения будут соответствовать формулам № 16.

В качестве примера проведем математическое моделирование процесса наезда одного переднего колеса колесного АТС на два вида препятствий – линейную горку и плавную кочку. При этом будем считать, что у масштабной модели АТС параметры следующие: $l = 0{,}02$ м, $r = 0{,}015$ м и $v_a = 0{,}1$ м/с. В итоге получаются траектории движения управляющего колеса по обеим из этих неровностей (рис. 4, *а*) и зависимости скоростей ω его вращения во времени (рис. 4, *в*, *г*).

Как видим, скорость вращения управляющего колеса, передвигающегося по неровности, находится в дифференциальной зависимости от траектории его движения.

Рулевое управление колесным АТС, основанное на рассогласовании скоростей вращения управляющих колес, может осуществляться с помощью обобщенного алгоритма управления (рис. 5), который работает следующим образом.

После загрузки параметров определяется значение требуемого угла $\alpha_{треб}$ поворота АТС, затем – зна-

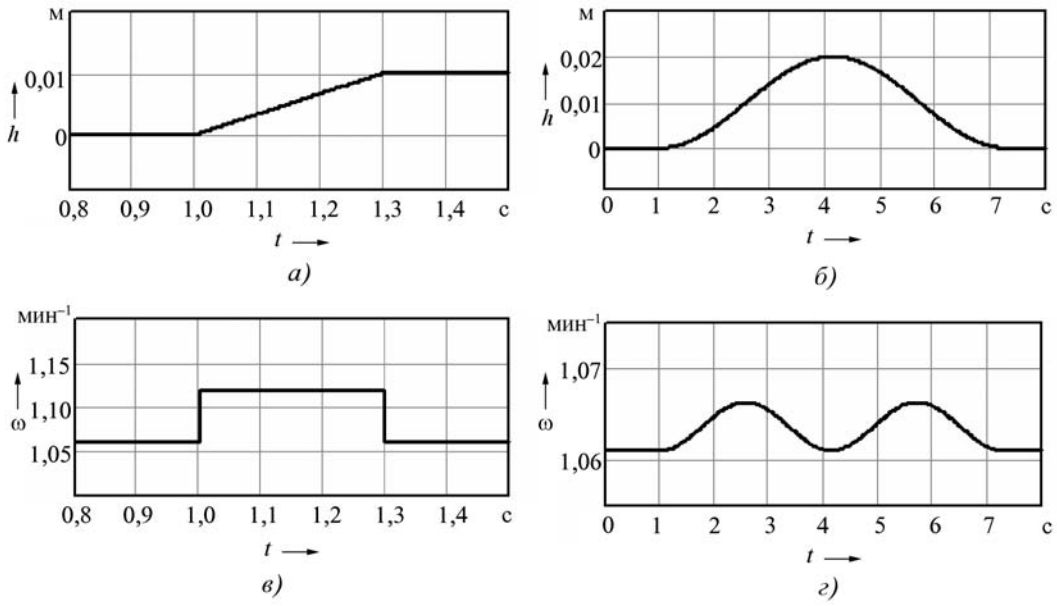


Рис. 4. Зависимости подъема колеса при его наезде на линейную горку (а) и плавную кочку (б), а также угловых его скоростей при тех же условиях (в и г) от времени

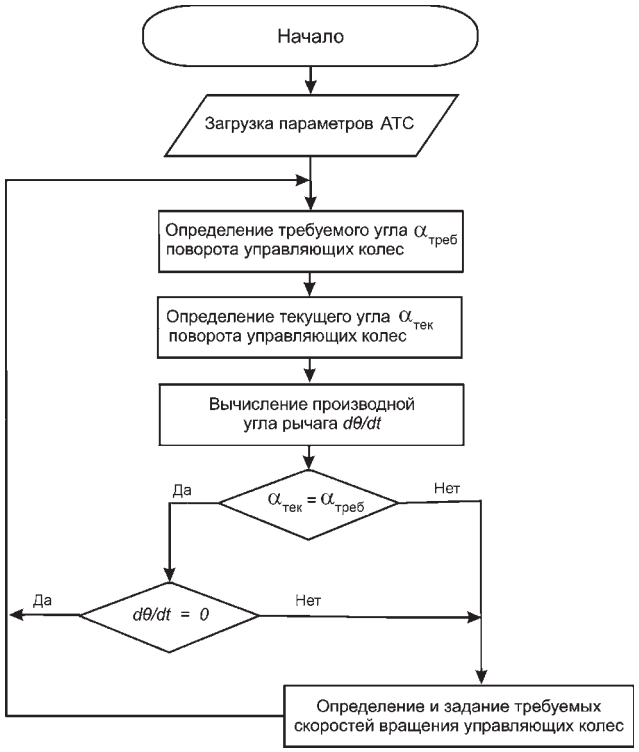


Рис. 5. Алгоритм управления АТС методом изменения скорости вращения управляющих колес

чение текущего угла $\alpha_{тек}$ его поворота. Эти значения сравниваются. И если они не совпадают, вычисляются скорости вращения колес и эти значения передаются на драйвер силовых приводов.

Управление колесного АТС на основе рассогласования скоростей вращения управляющих колес позволит либо снизить требования к рулевому механизму, либо полностью от него отказаться. При этом обязательным требованием является наличие минимум двух силовых приводов, обеспечивающих движение управляющих колес. Причем приводов с независимым управлением их мощностью. Данное требование обуславливает целесообразность применения такого способа рулевого управления в электромобилях. Например, в таких, где в качестве силовых установок используют все более популярные "мотор-колеса".

Литература

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. М.: Машиностроение, 1990. – С. 99–102.
2. Гаптрвалиев И.И. Система управления колесными транспортными средствами на основе регулирования циклических частот вращения управляющих колес / И.И. Гаптрвалиев, А.В. Смирнов // Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции: в 2 ч. Ч. 1. Йошкар-Ола: Марийский государственный технический университет, 2011. – С. 215–219.
3. Туревский И.С. Теория автомобиля // И.С. Туревский. М.: Высшая школа, 2005. – С. 149–150.

УДК 629.113

МОДЕЛЬ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ КАК ИНСТРУМЕНТ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ КАЧЕСТВА И НАДЕЖНОСТИ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ,**
канд. техн. наук **В.И. СТРОГАНОВ, А.В. ЗАЯТРОВ**
Поволожский ГУ сервиса, МАДИ (ГТУ),
Тольяттинский ГУ (8482. 48-45-93)

Рассматриваются результаты исследования проблемы прогнозирования показателей ремонтопригодности легковых автомобилей в период гарантийной их эксплуатации.

Ключевые слова: *качество, надежность, ремонтопригодность, удовлетворенность потребителей, автомобиль.*

Kozlovskiy V.N., Stroganov V.I., Zajatrov A.V.

MODEL OF MAINTAINABILITY AS INSTRUMENT PREDICTION OF QUALITY AND RELIABILITY CARS

The results of the study the problem of predicting the reliability and maintainability of cars during the maintenance period are considered.

Keywords: *quality, reliability, maintainability, customer satisfaction, car.*

Многочисленные исследования в области оценки удовлетворенности потребителя качеством легковых автомобилей показывают, что одним из значимых для него критериев при выборе покупки была и остается цена владения – комплексный показатель, включающий много различных параметров, в том числе цена, расход ГСМ, сроки технического обслуживания, надежность, ремонтопригодность и т.д. Поэтому наиболее популярны в России по-прежнему именно бюджетные легковые автомобили отечественных и зарубежных производителей. Но авторы статьи решили обратить внимание читателей только на один из этих параметров – ремонтопригодность, так как он даже в научных, не говоря уже о популярных, изданиях, предназначенных для потребителя, практически не рассматривается.

Итак, ремонтопригодность автомобиля. Ее лучше всего анализировать с двух точек зрения: потребителя (цена владения) и производителя (затраты на гарантийные обслуживание и ремонт).

Очевидно, что в первом случае необходимо определять предпочтения потребителей при выборе и эксплуатации автомобилей, а во втором – возможные затраты на устранение их отказов как минимум в гарантийный период, и как максимум – затраты на устранение возможных несоответствий в постгарантийный период, при организации отзывных кампаний. То есть во втором случае речь должна идти о мониторинге качества и надежности автомобилей в эксплуатации и на основе его результатов – прогнозирование затрат на обслуживание и ремонт гарантийного парка автомобилей.

Каждый производитель автомобильной техники, если хочет удержать свою нишу на рынке в условиях непрерывно ужесточающейся конкурентной борьбы, должен уметь выполнять такие прогнозы. А для этого ему нужны соответствующие инструменты. Притом не только такие традиционные, как оптимизация экономических процессов проектирования и производства автомобилей, разработка и реализация бюджетов на их гарантийное обслуживание, но и сравнительно новые – аналитические прогнозные модели ремонтопригодности. В частности, модели, адаптированные под конкретные задачи автопроизводителей и обеспечивающие эффективное прогнозирование затрат в гарантийный период эксплуатации их продукции. Рассмотрим эту проблему.

Ремонтопригодность – это пригодность изделия к предупреждению, обнаружению и восстановлению работоспособного его состояния с помощью технологий технического обслуживания или ремонта. Для ее количественной оценки необходимо измерение как минимум двух параметров – материальных затрат и трудоемкости операций, связанных с предупреждением и устранением отказов. Причем при организации мониторинга надежности автомобилей недостаточно раздельной оценки показателей надежности в функции интервала эксплуатации и материальных затрат на устранение отказов за определенный период времени. Для полноты анализа требуется взаимосвязанное исследование влияния этих параметров друг на друга.

Чтобы выявить такую связь, авторы выполнили сравнительный анализ традиционной и перспективной моделей ремонтопригодности системы электрооборудования, которая, как известно, считается лидером в рейтинге недостаточной надежности среди основных систем автомобиля.

Структурная схема (алгоритм) этого исследования приведена на рис. 1. Из нее следует, что для анализа использовалась база данных по отказам, возникшим в период гарантийной эксплуатации легковых автомобилей. Причем все их отказы распределялись (ранжировались) по основным системам и узлам, затем из них выделялась наименее надежная система (в нашем случае – система электрооборудования). Далее элементы классифицировались по группам (критерий классификации – функциональный признак). И таких групп в системе электрооборудования пять: элементы, имеющие электромеханические преобразователи (ЭМП); электронные устройства (ЭЛ); исполнительные устройства (ИЛ) – аккумуляторная батарея, звуковой сигнал; датчики (Д); контакты, реле, провода и переключатели (Пр). Для каждой группы определялось число отказов за месяц, шесть и 12 месяцев и затраты на их устранение. Затем строились диаграммы их распределения (соответственно рис. 2 и 3).

Из рисунков видно, что ключевой группой для электрооборудования рассматриваемых автомобилей (в качестве объекта исследования были взяты отечественные автомобили выпуска 2011–2012 гг.) является группа электромеханических преобразователей, причем как с точки зрения числа отказов, так и с позиции материальных и финансовых затрат, требуемых на устранение этих отказов. И с увеличением времени эксплуатации доля отказов изделий этой группы неуклонно растет.

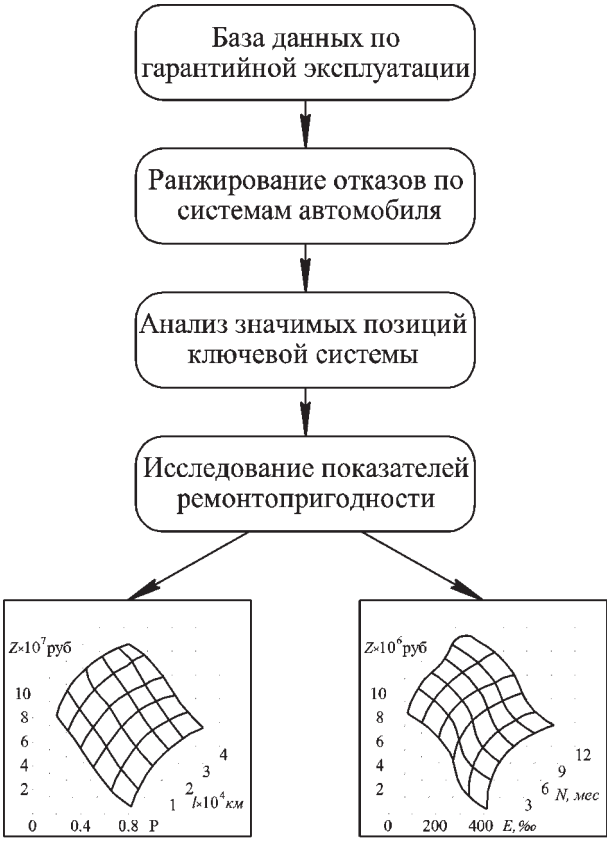


Рис. 1. Структура анализа показателей ремонтопригодности легкового автомобиля

Такова качественная сторона проблемы. Но для принятия мер по улучшению "аварийной" группы необходима и оценка количественная, которую, понятно, можно получить только с помощью математических зависимостей.

Согласно результатам исследований авторов, в "аварийной" группе наихудшими показателями надежности обладает электроусилитель рулевого управления. В связи с этим были разработаны традиционная и перспективная модели оценки ремонтопригодности именно для этого типа элементов бортовой сети рассматриваемых автомобилей.

Традиционная модель ремонтопригодности может быть аппроксимирована полиномом 15-й степени, максимально точно описывающим анализируемую поверхность:

$$Z(P,\ L) = z_1\,[P_i(L_j)]^{15} + \\ + z_2[P_i(L_j)]^{14} + \ldots + z_{14}[P_i(L_j)]^2 + \\ + z_{15}[P_i(L_j)] + z_{16}\,, \qquad (1)$$

где $z_1 \ldots z_{16}$ – коэффициенты полиномиальной функции оценки ремонтопригодности; P_i – показатель надежности за каждый i-й анализируемый интервал пробега; L_j – пробег автомобиля. Подставляя в это уравнение имеющиеся данные о затратах z, показателях надежности P и величине пробега L, легко сформулировать трехмерную модель оценки ремонтопригодности электроусилителя рулевого управления (рис. 4), установленного на автомобилях выпуска 2011–2012 гг. Она, как видим, дает возможность спрогнозировать число отказов на определенном интервале эксплуатации автомобиля, а также

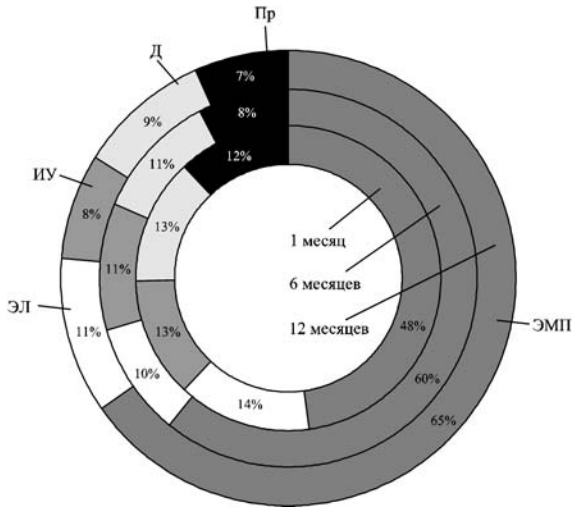


Рис. 2. Диаграмма распределения GMF-надежности основных групп электрооборудования легкового автомобиля по времени

определить уровень затрат, требуемых на их устранение. Однако у нее есть один недостаток: накопительный характер формирования величины затрат и индексов надежности, а следовательно, ее невысокая чувствительность. Это, в свою очередь, препятствует своевременному выявлению "критического момента" – промежутка времени (величины пробега), начиная с которого ярко прослеживается рост числа отказов, а соответственно, и затрат на их устранение.

Возможное решение данной проблемы – перспективная модель оценки ремонтопригодности, представляющая собой зависимость среднего уровня затрат в функции GMF-показателей надежности и месяца эксплуатации. Она, аналогично традиционной модели, тоже аппроксимирована полиномом, но не 15-й, а 11-й степени:

$$Z(K,\ N) = z_1[K_i(N_j)]^{11} + \\ + z_2[K_i(N_j)]^{10} + \ldots + z_{10}[K_i(N_j)]^2 + \\ + z_{11}[K_i(N_j)] + z_{12}\,,$$

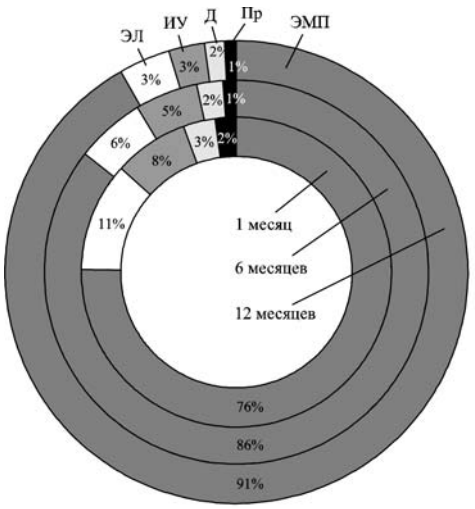


Рис. 3. Диаграмма распределения затрат на устранение отказов основных групп электрооборудования легкового автомобиля по времени

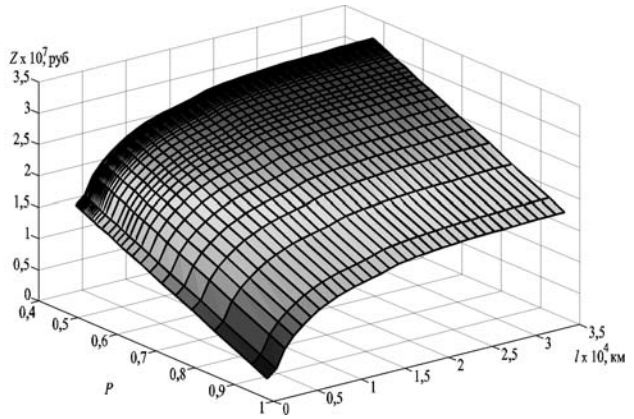


Рис. 4. Традиционная модель оценки ремонтопригодности

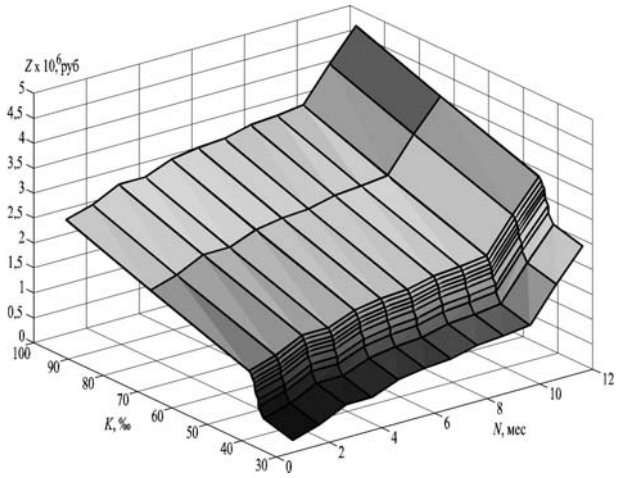


Рис. 5. Новая модель оценки ремонтопригодности

где $z_1 - z_{12}$ – коэффициенты полиномиальной функции оценки ремонтопригодности; K_i – GMF-индексы надежности за каждый анализируемый интервал времени; N_j – месяц эксплуатации автомобиля.

Полученная с ее помощью модель оценки ремонтопригодности для того же электроусилителя руля приведена на рис. 5. Она и позволяет определить средний уровень затрат, требуемых для обнаружения и устранения отказов отдельного устройства за определенный период эксплуатации. Ее же можно использовать и для выявления "критического момента", начиная с которого затраты на поддержание требуемого работоспособного состояния устройства резко возрастают. Например, из нее видно, что такой "излом" графика (резкий рост числа отказов и затрат) у рассматриваемого автомобиля наблюдается после 10 месяцев его эксплуатации.

Такое представление показателей ремонтопригодности дает возможность прогнозировать затраты на устранение отказов, а также заранее намечать меры по их предупреждению или устранению. Кроме того, новая модель может быть использована и для оценки потребительской удовлетворенности автомобилем и его отдельными системами.

Таким образом, реализация аналитических моделей ремонтопригодности легковых автомобилей в эксплуатации с учетом взаимного влияния показателей надежности и периода эксплуатации позволяет эффективно прогнозировать затраты на устранение отказов, а также грамотно организовать процесс бюджетирования гарантийных обязательств автопроизводителей.

Литература

1. Заятров А.В., Козловский В.Н. Анализ и оценка взаимосвязей между традиционными показателями надежности и показателями, используемыми ведущими производителями легковых автомобилей // Электроника и электрооборудование транспорта. 2012. № 1. С. 41–43.
2. Ютт В.Е. Электрооборудование автомобилей. М.: 2006. – 440 с.

УДК 621.3.078:629.113

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКИХ СОСТОЯНИЙ ЗДОРОВЬЯ ВОДИТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **Н.Е. СЕРГИЕНКО, А.Н. МАРЕНИЧ**
НТУ "Харьковский политехнический институт" (057. 707-60-66)

Рассмотрен метод определения критических изменений состояния здоровья водителя автомобиля путем непрерывной регистрации и обработки его кардиосигналов.

Ключевые слова: *автомобиль, водитель, устройство, оценка, состояние, кардиосигнал, вейвлет, фаза, преобразование.*

Sergienko N.E., Marenich A.N.

DETERMINATION OF CRITICAL CHANGES IN DRIVER'S HEALTH CONDITION

The method of critical changes in driver's health condition determination and estimation by methods which can detect such changes is considered.

Keywords: *vehicle, driver, system, determine, estimate, condition, cardiosygnal, wavelet, phase, transformation.*

На безопасность автомобильного движения влияет множество факторов – состояние и качество дорожных покрытий, технический уровень и состояние АТС, степень автоматизации его управления и т.д. Но главным все-таки было и остается состояние водителя прежде всего потому, что именно он управляет АТС, и запредельные отклонения его здоровья ведут к известным печальным последствиям – гибели участников движения и существенным материальным потерям.

Вывод очевиден: наряду с совершенствованием конструкций и систем АТС необходима и работа по улучшению условий труда водителя и ужесточению контроля его здоровья. Причем оценка изменения этого здоровья в процессе управления АТС становится все более и более актуальной. И вот почему.

Сегодня на АТП применяются два вида контроля – входной (при приеме на работу) и выходной (при выпуске на маршрут). Однако ни тот ни другой, к сожалению, не гарантирует стабильность состояния здоровья водителя в самом процессе управления АТС. К тому же, число предприятий, предоставляющих транспортные услуги, непрерывно увеличивается. И складывается ситуация, при которой на некоторых предприятиях даже входной и выходной контроли превращаются в формальность. А что касается автолюбителей, то здесь вообще "нетронутая целина". Достаточно взглянуть на данные статистики: не просто нездоровых, а даже пья-

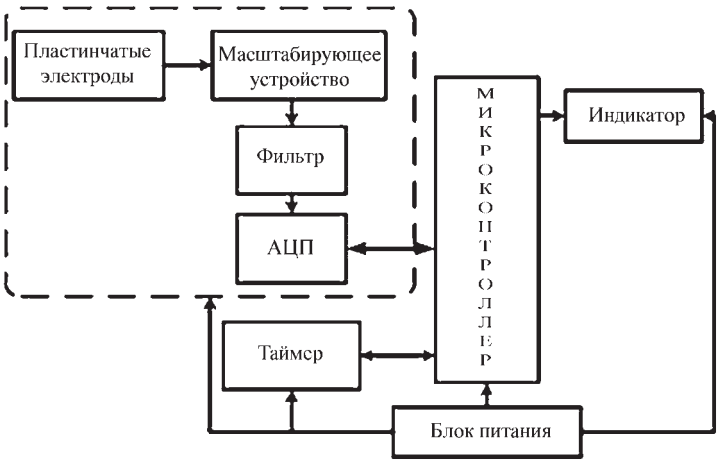


Рис. 1. Структурная схема устройства регистрации и обработки ЭКГ

ных за рулем, как говорится, хоть пруд пруди.

Эти проблемы на сегодняшнем уровне техники, конечно же, решать надо: уже существуют системы, которые анализируют физическую активность водителя. Например, фирма "Даймлер-Бенц" разработала [1] систему "Аттеншн ассист", которая определяет изменение состояния водителя, анализируя отклонения манеры его вождения от тестовой модели. Эта модель создается во время тестовой поездки, а система в дальнейшем сравнивает текущие параметры управления с параметрами, зафиксированными во время тестовой поездки. "Вольво" создала систему "Драйвер алерт", которая способна оценить состояние водителя по положению его головы и глазных век. То есть распознать, находится ли водитель в состоянии бодрствования либо на грани засыпания.

У фирмы "Форд" есть система "Май Форд", которая определяет состояние водителя в текущих дорожных условиях. Но не только. Она разработала биометрические сиденья, специальные ремень безопасности и рулевое колесо, которые могут отслеживать изменение состояния водителя. Для этого используется радар с камерами, которые анализируют текущую дорожную обстановку и фиксируют манеру управления педалями. Тем самым косвенно определяется, как в данной дорожной ситуации ведет себя водитель и как изменяется его состояние здоровья.

Фирма "Ньюроком" спроектировала и изготовила свою систему "Виджидон" контроля состояния водителя, которая может непрерывно контролировать физиологическое состояние водителя, регистрируя это состояние через браслеты-датчики.

Есть и много других предложений. Но все они имеют общий недостаток: заключение о состоянии водителя они дают после измерения и анализа в основном косвенных параметров.

Чтобы решить данную проблему, нужна методика обработки и анализа не всех сигналов, а только сигналов, записываемых на ЭКГ. Потому что именно они регистрируют сигналы, напрямую отражающие состояние человека, т.е. обладают наибольшей информативностью, поскольку "считываются" сигналы непосредственно с поверхности тела. Неслучайно этот метод широко используется для космонавтов [2]. Так почему бы его не применить на автомобиле? Тем более что при адаптации такого измерительного комплекса на этом массовом транспортном средстве каких-то особых сложностей нет. Например, на рис. 1 приведена структурная схема такого комплекса. Она, как видим, состоит из восьми блоков: первичного измерительного преобразователя, который, в свою очередь, включает пластинчатые электроды, встроенные в рулевое колесо и расположенные таким образом, чтобы водитель, когда берется за это колесо, всегда касался их ладонями; масштабирующее устройство; частотный фильтр и автоматический цифровой преобразователь сигналов. Полученный на выходе АЦП сигнал, как это обычно делается в электронных устройствах, поступает на микроконтроллер, где обрабатывается и анализируется окончательно.

Аналогичный анализ проводится при тредмилтестах: сначала записывается кардиограмма пациента для определения переносимости физических нагрузок его сердцем. Этот тест выполняется прямо у пациента, находящегося в спокойном состоянии, снимают обычную ЭКГ и расшифровывают ее. Затем водителя усаживают на велотренажер и постепенно увеличивают нагрузку, чтобы сердце работало более интенсивно. Это позволяет, наблюдая на экране кривые ЭКГ, выявить отклонения ее параметров, которые не заметны в состоянии покоя. Но такой сигнал, как правило, не подвергают автоматическому анализу, так как пациент не находится в расслабленном состоянии, соответствующем снятию нормальной ЭКГ. Но ведь форма сигнала сохраняется. При этом в обоих случаях одна и та же, только амплитуды сигналов отличаются. Это хорошо видно из контакта между ладонями водителя и электродами на руле.

На рис. 2 показан результат анализа ЭКГ водителя во время тредмилтеста: на ней есть циклы, которые имеют положительные и отрицательные "пики" зубцов относительно нулевой линии. Правда, обнаруживаются эти "пики" в среднем в трех ЭКГ из восьми снятых у одного и того же пациента одна за другой. Так что если использовать данный принцип на автомобиле, надежный результат будет получен лишь в 31,5 случаев. Что, конечно же, неприемлемо.

Однако выход из этого есть. Обработка осциллограммы (см. рис. 2) показала, что амплитуда смещения сигнала ЭКГ при тредмилтесте не превышает 0,2 мВ. Что очень трудно измерить. Значит, нужно попытаться как-то "растянуть" ее в вертикальном направлении. И это можно сделать, если представить зарегистрированный на ЭКГ сигнал как функцию $f(x)$, и исследовать ее на экстремумы. То есть, взяв ее производную $f'(x)$ (рис. 3). И картина получается совершенно другой: если разброс амплитуд и интервалов между восемью ЭКГ составлял 14 % и две их трети вообще не регистрировались, то в новом варианте он не превышает 1,5 %. И во всех случаях можно сделать вывод: сердечный ритм испытуемого в норме. Правда, чтобы исключить низкочастотные колебания исходного сигнала $f(x)$ ЭКГ, при обработке необходимо учесть выявленное его отклонение. Это можно сделать с помощью дискретного вейвлет-

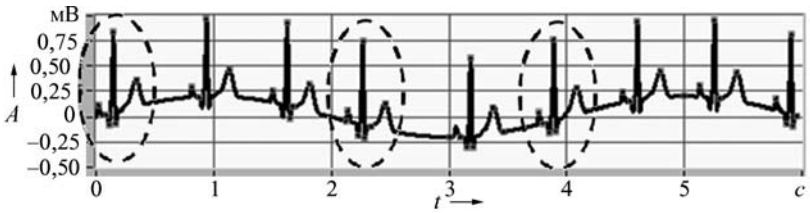


Рис. 2. Сигнал ЭКГ стандартного отведения во время тредмилтеста

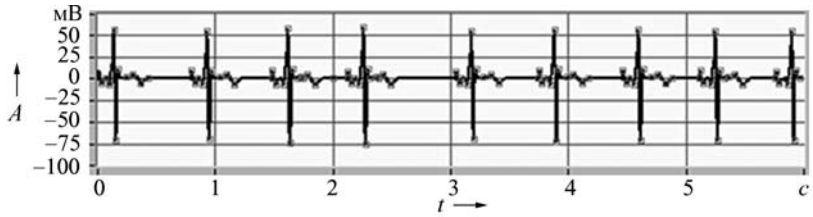


Рис. 3. Производная функция $f(x)$ сигнала ЭКГ

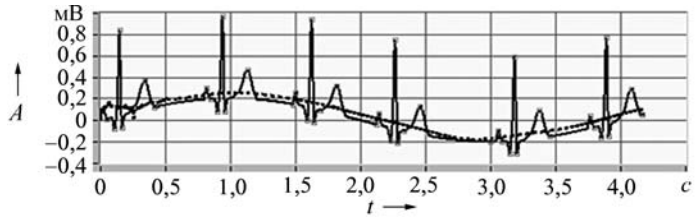


Рис. 4. Исходный сигнал и выявленный сигнал помехи

преобразования, удалив из основного сигнала неинформативную составляющую, период которой равен 2...3 с, значит, частота – 0,3 Гц, тогда как период основных составляющих гораздо меньше и соответствует частоте 0,5 Гц.

Для определения ее неинформационной составляющей необходимо задаться максимальной частотой f_c несущего сигнала: она определит степень вейвлет-преобразования, т.е. число уровней в дискретном вейвлет-анализе. Но в общем виде вейвлет-преобразование сигнала будет иметь следующий вид:

$$y[n] = (xg)[n] = \sum_{k=1}^{n} x[k]g[n-k],$$

где n – число уровней разложения; x – исходный сигнал; g – импульсный отклик фильтра низкой частоты, зависящий от уровня дискретного вейвлет-преобразования.

На рис. 4 сплошной линией показан исходный сигнал $f(x)$, а пунктирной – сигнал, вызывающий его смещение. Если его вычесть из исходного сигнала, то получится действительный сигнал ЭКГ (рис. 5).

Критическими параметрами отклонения ЭКГ водителя определяется такое изменение состояния его здоровья, при котором организм находится на грани своего нормального функционирования. Параметры ЭКГ, указывающие на такое состояние, в большинстве случаев следующие: устойчивая частота сердечных сокращений – более 150 уд./мин (тахикардия); менее 50 (брадикардия), а также ишемические смещения интервала *ST*.

На основании перечисленных выше соображений авторы разработали устройство и программу (в среде LabView), алгоритм которой обеспечивает выявление опасных отклонений параметров ЭКГ с последующим информированием водителя (выводом соответствующей информации на дисплей).

Работает данное устройство следующим образом.

Когда водитель касается пластинчатых электродов на рулевом колесе, система фиксирует его ЭКГ и обрабатывает ее. Если состояние водителя безопасно, то она продолжает снимать и анализировать сигналы с пластин и далее. Если же обнаружены отклонения, превышающие установленные нормы, она информирует водителя об этом, предлагая изменить скоростной режим движения или остановить АТС. Но если водитель игнорирует рекомендации, а его состояние продолжает ухудшаться, она отрабатывает автоматическую остановку автомобиля, и система навигации отправляет его координаты в ближайший медицинский пункт.

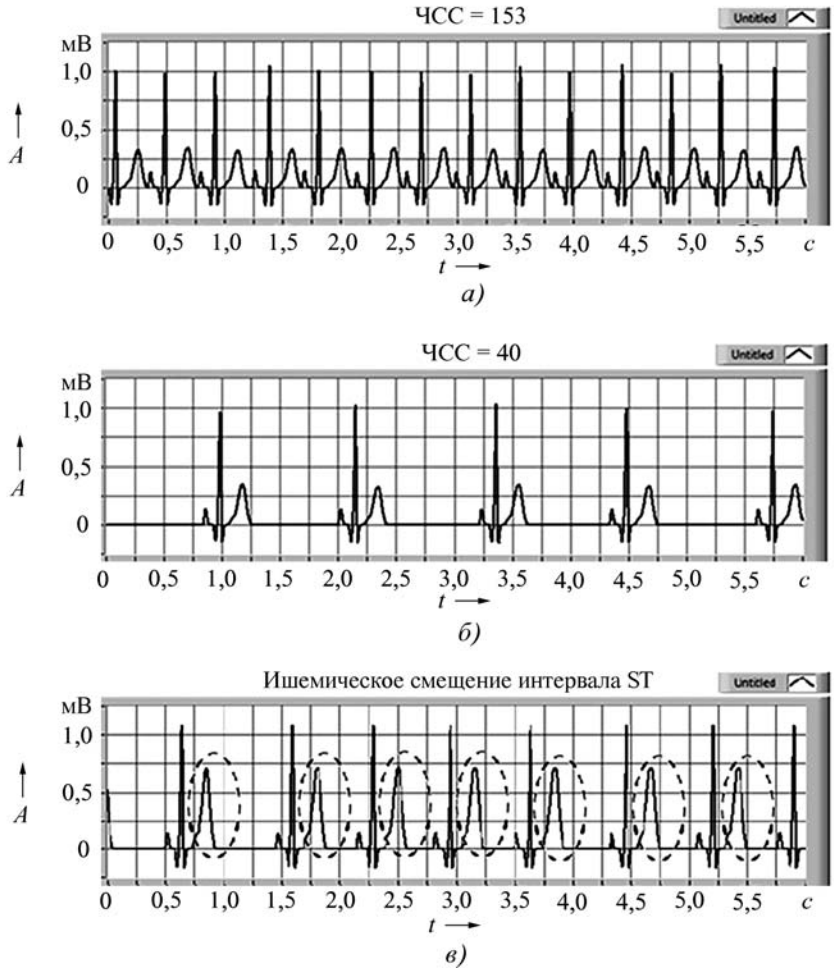


Рис. 5. Сигналы $f(x)$ после обработки вейвлет-преобразованием (в случае частоты ударов сердца 153 уд./мин (а), 40 (б) и в случае ишемического смещения (в)

Литература

1. Режимы доступа: www.thatcham.org/about/pdfs/annual_report_09.pdf.
2. Andersen K.L., Rutenfranz J. Pnysiological indexis of physical performance capacity // Measurement in health promotion and protection. 1987. P. 123–132.
3. Файзильберг Л.С. Адаптивное сглаживание шумов в информационных технологиях обработки физиологических сигналов // Математичні машині системи. 2002. № 3. С. 96–104.

УДК 629.113.016.057:531

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ЕГО ВЫБЕГЕ

В.В. МЕЛЕШИН
Северо-Кавказский федеральный университет
(928. 008-48-83)

Рассмотрен усовершенствованный метод определения параметров АТС в процессе его выбега на барабанном стенде инерционного типа с использованием технологии автоматической идентификации.

Ключевые слова: *момент внутренних сил сопротивлений, момент инерции, информационно-измерительная система, стендовые испытания, идентификация, оценивание.*

Meleshin V.V.

METHOD OF DETERMINATION OF PARAMETERS OF THE CAR AT ITS RUN-DOWN

Improve the substantiation method of determining the parameters of the vehicle during its run-down on a drum stand inertia type with automatic identification technology is considered.

Keywords: *moment of internal forces of resistance, moment of inertia, information and measuring system, bench tests, identification, estimation.*

Для использования метода и стенда для определения информационных параметров АТС (см. "АП", 2013, № 6) требуется наличие приводной станции, которая имеет в своем составе электродвигатель с системой автоматического управления и промежуточное разгрузочное звено – гидромуфту, гидрообъемную передачу или редуктор. Это усложняет конструкцию серийного стенда, увеличивает стоимость его изготовления и затраты, связанные с его эксплуатацией. Поэтому автор решил его доработать, изменив технологию определения момента внутренних сил сопротивлений в автомобиле. Для этого разгон автомобиля от приводной станции был заменен на его выбег после разгона до определенной скорости или установившегося движения на этой скорости.

Такая замена вполне оправдана, если воспользоваться методом присоединенной массы, в качестве которой задействованы беговые барабаны стенда, чей момент инерции рассчитать не сложно.

Действительно, уравнение силового баланса автомобиля можно представить в виде формулы № 1 (см. таблицу). Кроме того, в теории автомобиля обычно рассматривают поступательное его движение, тогда инерционная сила, действующая на него, определяется [1] по формуле № 2.

Учитывая, далее, что автомобиль испытывается на стенде с беговыми барабанами, силы сопротивления дороги и воздуха, очевидно, можно принять, равными нулю ($P_\psi = 0$ и $P_в = 0$). Тогда формула № 1 приобретет вид формулы № 3, из которой легко вывести линейное ускорение колеса $\dot{v}_к$. И затем, зная из тео-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_т - P_\psi - P_в - P_и = 0$	$P_т$ – сила тяги на ведущих колесах автомобиля; P_ψ – сила сопротивления дороги; $P_в$ – сила сопротивления воздуха; $P_и$ – инерционная сила, действующая на автомобиль
2	$P_и = \delta_i m_п \dot{v}_к$	δ_i – коэффициент учета вращающихся масс; $m_п$ – масса поступательно движущихся частей автомобиля; $\dot{v}_к$ – линейное ускорение колеса
3	$\delta_i m_п \dot{v}_к = P_т$	–
4	$\dot{\omega}_к = \dfrac{M_т}{\delta_i m_п r_к^2}$	$\dot{\omega}_к$ – угловое ускорение ведущего колеса; $M_т$ – тяговый момент на нем; $r_к$ – радиус его качения
5	$M_т = M_{e(к)} - M^{тр}_{с(к)}$	$M_{e(к)}$ – эффективный момент двигателя, приведенный к ведущим колесам; $M^{тр}_{с(к)}$ – момент внутренних сил сопротивлений в трансмиссии, приведенный к ведущим колесам
6	$J^{Σа}_{(к)} = \delta_i m_п r_к^2$	$J^{Σа}_{(к)}$ – суммарный момент инерции автомобиля
7	$J^{Σа}_{(к)}\dot{\omega}_к = M_{e(к)} - M^{тр}_{с(к)}$	$\dot{\omega}_к$ – угловое ускорение колеса
8	$J^{Σа}_{(к)}\dot{\omega}_к = -M^{\delta_1}_{с(к)}$	$M^{\delta_1}_{с(к)}$ – относительный суммарный момент внутренних сил сопротивлений в автомобиле, приведенный к ведущим колесам, на состоянии δ_1
9	$M^{д}_{с} = \dfrac{10^3 V_h}{\pi\tau_д} p_д$	$M^{д}_{с}$ – момент сопротивления двигателя; V_h – рабочий объем двигателя; $\tau_д$ – его тактность; $p_д$ – давление условных механических потерь
10	$p_д = p_{д0} + k_д C_п$	$p_{д0}$ – давление условных механических потерь при предельно малой угловой скорости вращения коленчатого вала; $k_д$ – коэффициент, учитывающий возрастание механических потерь при увеличении средней скорости поршней; $C_п$ – средняя скорость поршня
11	$C_п = \dfrac{S_п \omega_e}{\pi}$	$S_п$ – ход поршня; ω_e – угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя

№ формулы	Формула	Примечания
12	$M_{\text{с}}^{\text{д}} = \frac{10^3 V_h}{\pi\tau_{\text{д}}}\left(p_{\text{д}0} + k_{\text{д}}\frac{S_{\text{п}}\omega_e}{\pi}\right)$	–
13	$M_{\text{с(к)}}^{\text{д}} = \frac{10^3 V_h}{\pi\tau_{\text{д}}}\left(p_{\text{д}0} + k_{\text{д}}\frac{S_{\text{п}}\omega_e}{\pi}\right)U_{\text{тр}}^{i}$	$M_{\text{с(к)}}^{\text{д}}$ – момент механических сопротивлений в двигателе, приведенный к ведущим колесам
14	$U_{\text{тр}}^{i} = U_{\text{к}}^{i}U_{\text{р}}^{\text{в}}U_0$	$U_{\text{тр}}^{i}$ – кинематическое передаточное число трансмиссии; $U_{\text{к}}^{i}$ – передаточное число i-й передачи; $U_{\text{р}}^{\text{в}}$ – передаточное число раздаточной коробки на высшей передаче; U_0 – передаточное число главной передачи
15	$\omega_e = \omega_{\text{к}}U_{\text{тр}}^{i}$	–
16	$M_{\text{с(к)}}^{\text{д}} = \frac{10^3 V_h}{\pi\tau_{\text{д}}}\left(p_{\text{д}0} + k_{\text{д}}\frac{S_{\text{п}}\omega_{\text{к}}U_{\text{к}}^{i}U_{\text{р}}^{\text{в}}U_0}{\pi}\right)U_{\text{к}}^{i}U_{\text{р}}^{\text{в}}U_0$	–
17	$M_{\text{с}}^{\text{о}} = \frac{10^{3h}}{\pi\tau_{\text{д}}}p_{\text{о}}$	$M_{\text{с}}^{\text{о}}$ – момент, затрачиваемый на привод вспомогательного оборудования; $p_{\text{о}}$ – давление газов, обеспечивающее работу вспомогательного оборудования
18	$p_{\text{о}} = p_{\text{о}_0} + k_{\text{о}}\omega_e^2$	$p_{\text{о}_0}$ – давление газов, необходимое для привода вспомогательного оборудования при предельно малой угловой скорости вращения коленчатого вала; $k_{\text{о}}$ – коэффициент, учитывающий возрастание потерь на привод вспомогательного оборудования при увеличении угловой скорости вращения коленчатого вала
19	$M_{\text{с}}^{\text{о}} = \frac{10^3 V_h}{\pi\tau_{\text{д}}}(p_{\text{о}_0} + k_{\text{о}}\omega_e^2)$	–
20	$M_{\text{с(к)}}^{\text{о}} = \frac{10^3 V_h}{\pi\tau_{\text{д}}}(p_{\text{о}_0} + k_{\text{о}}\omega_e^2)U_{\text{тр}}^{i}$	$M_{\text{с(к)}}^{\text{о}}$ – момент, затрачиваемый на привод вспомогательного оборудования, приведенный к ведущим колесам
21	$M_{\text{с(к)}}^{\text{о}} = \frac{10^3 V_h}{\pi\tau_{\text{д}}}(p_{\text{о}_0}k_{\text{о}}(\omega_{\text{к}}U_{\text{к}}^{i}U_{\text{р}}^{\text{в}}U_0)^2)U_{\text{к}}^{i}U_{\text{р}}^{\text{в}}U_0$	–
22	$M_{\text{с(к)}}^{\text{тр}} = P_{\text{тр}}r_{\text{к}}$	$M_{\text{с(к)}}^{\text{тр}}$ – момент сопротивлений в трансмиссии, приведенный к ведущим колесам; $P_{\text{тр}}$ – сила сопротивления в трансмиссии
23	$P_{\text{тр}} = P_{\text{тр}_0} + k_{\text{тр}}\text{v}_{\text{к}}$	$P_{\text{тр}_0}$ – сила сопротивления трансмиссии при скорости автомобиля, близкой к нулю; $k_{\text{тр}}$ – коэффициент, учитывающий влияние скорости на силу сопротивления; $\text{v}_{\text{к}}$ – окружная скорость колеса автомобиля
24	$M_{\text{с(к)}}^{\text{тр}} = (P_{\text{тр}_0} + k_{\text{тр}}\omega_{\text{к}}r_{\text{к}})r_{\text{к}}$	–
25	$M_N = \frac{3\cdot 10^4 N_{\text{ном}}}{\pi n_N}$	M_N – момент на коленчатом валу, соответствующий максимальной мощности двигателя; $N_{\text{ном}}$ – номинальная мощность двигателя; n_N – частота вращения коленчатого вала, соответствующая номинальной мощности
26	$\overline{M}_{\text{с(к)}}^{\delta_1} = \frac{(M_{\text{с(к)}}^{\text{д}} + M_{\text{с(к)}}^{\text{о}})\delta_1 + M_{\text{с(к)}}^{\text{тр}}}{M_N}$	δ_1 – значение функции Кронекера
27	$\overline{M}_{\text{с(к)}}^{1} = \frac{M_{\text{с(к)}}^{\text{д}} + M_{\text{с(к)}}^{\text{о}} + M_{\text{с(к)}}^{\text{тр}}}{M_N}$; $\overline{M}_{\text{с(к)}}^{0} = \frac{M_{\text{с(к)}}^{\text{тр}}}{M_N}$	–
28	$J_{\text{(к)}}^{\text{а}} = m_{\text{а}}r_{\text{к}}^2$	$J_{\text{(к)}}^{\text{а}}$ – момент инерции поступательно движущихся масс автомобиля, приведенный к ведущим колесам; $m_{\text{а}}$ – снаряженная масса автомобиля
29	$J_{\text{(к)}}^{\text{м}} = J_{\text{м}}\hat{U}_{\text{тр}}^{i}U_{\text{тр}}^{i}$	$J_{\text{(к)}}^{\text{м}}$ – момент инерции вращающихся и поступательно движущихся масс двигателя, приведенный к ведущим колесам; $J_{\text{м}}$ – момент инерции двигателя, приведенный к коленчатому валу; $\hat{U}_{\text{тр}}^{i}$ – силовое передаточное число трансмиссии
30	$J_{\text{(к)}}^{\text{м}} = J_{\text{м}}(U_{\text{к}}^{i}U_{\text{р}}^{\text{в}}U_0)^2\eta_{\text{тр}}$	$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии
31	$J_{\text{(к)}}^{\Sigma\text{к}} = 0{,}5m_{\text{к}}n_{\text{к}}(r_{\text{ш}}^2 + r_{\text{об}}^2)$	$J_{\text{(к)}}^{\Sigma\text{к}}$ – момент инерции ведущих колес, приведенный к ведущим колесам; $m_{\text{к}}$ – масса колеса в сборе; $n_{\text{к}}$ – число ведущих колес; $r_{\text{ш}}$ – радиус шины; $r_{\text{об}}$ – радиус колесного обода
32	$a_{\text{(к)}}^{\delta_1} = \frac{M_N}{J_{\text{(к)}}^{\text{м}}\delta_1 + J_{\text{(к)}}^{\text{а}} + J_{\text{(к)}}^{\Sigma\text{к}}}$	$a_{\text{(к)}}^{\delta_1}$ – относительный суммарный момент инерции автомобиля, приведенный к ведущим колесам, на состоянии δ_1

№ формулы	Формула	Примечания
33	$a^1_{(к)} = \dfrac{M_N}{J^м_{(к)}\delta_1 + J^а_{(к)} + J^{\Sigma к}_{(к)}}; a^0_{(к)} = \dfrac{M_N}{J^а_{(к)} + J^{\Sigma к}_{(к)}}$	–
34	$J^{\Sigma б}_{(б)} = 0{,}5\pi\rho_б n_б l_б((r^{нар}_б)^4 - (r^{вн}_б)^4)$	$J^{\Sigma б}_{(б)}$ – момент инерции вращающихся масс стенда, приведенный к беговым барабанам; $\rho_б$ – плотность материала беговых барабанов; $n_б$ – их число; $l_б$ – длина бегового барабана; $r^{нар}_б, r^{вн}_б$ – его наружный и внутренний радиусы
35	$J^{\Sigma б}_{(к)} = \dfrac{J^{\Sigma б}_{(б)}}{\hat{U}_{ст} U_{ст}}$	$J^{\Sigma б}_{(к)}$ – момент инерции вращающихся масс стенда, приведенный к беговым ведущим колесам; $\hat{U}_{ст}, U_{ст}$ – силовое и кинематическое передаточные числа стенда
36	$J^{\Sigma б}_{(к)} = \dfrac{0{,}5\pi\rho_б n_б l_б((r^{нар}_б)^4 - (r^{вн}_б)^4)}{U^2_{ст}\eta_{ст}}$	$\eta_{ст}$ – КПД стенда
37	$a^б_{(к)} = \dfrac{M_N}{J^{\Sigma б}_{(к)}}$	$a^б_{(к)}$ – относительный момент инерции вращающихся масс стенда, приведенный к ведущим колесам
38	$\dot{\omega}^{\delta_1}_к = a^{\delta_1}_{(к)}(-\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)})$	$\dot{\omega}^{\delta_1}_к$ – угловое ускорение ведущего колеса на состоянии δ_1
39	$\dot{\omega}^{\delta_1}_б = a^б_{(б)}(-\overline{M}^{\delta_1}_{с(б)})$	$a^б_{(б)}$ – относительный момент инерции вращающихся масс стенда, приведенный к беговым барабанам; $\dot{\omega}^{\delta_1}_σ$ – угловое ускорение бегового барабана стенда на состоянии δ_1
40	$\omega_б = \dfrac{\omega_к}{U_{ст}}$	$\omega_б$ – угловая скорость бегового барабана
41	$\overline{M}^{\delta_1}_{с(б)} = \overline{M}^{\delta_1}_{с(к)}\hat{U}_{ст}$	$\overline{M}^{\delta_1}_{с(б)}$ – относительный суммарный момент внутренних сил сопротивлений в автомобиле, приведенный к беговым барабанам, на состоянии δ_1
42	$\dfrac{\dot{\omega}^{\delta_1}_к}{U_{ст}} = a^б_{(б)}(-\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)}\hat{U}_{ст})$	–
43	$\dot{\omega}^{\delta_1}_к = a^б_{(б)}\hat{U}_{ст}U_{ст}(-\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)})$	–
44	$J^{\Sigma б}_{(б)} = J^{\Sigma б}_{(к)}\hat{U}_{ст}U_{ст}$	–
45	$a^б_{(б)} = \dfrac{M_N}{J^{\Sigma б}_{(б)}}$	–
46	$\dot{\omega}^{\delta_1}_к = a^б_{(к)}(-\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)})$	–
47	$\begin{cases} \dot{\omega}^{\delta_1}_к = a^{\delta_1}_{(к)}(-\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)}) \\ \dot{\omega}^{\delta_1}_к = a^б_{(к)}(-\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)}) \end{cases}$	–
48	$\begin{cases} \dot{\omega}^{\delta_1}_к = -a^б_{(к)}[K^1_1(\omega^{\delta_1}_к - \hat{\omega}^{\delta_1}_к) + \hat{\overline{M}}^{\delta_1}_{с(к)}] \\ \hat{\overline{M}}^{\delta_1}_{с(к)} = K^1_2(\omega^{\delta_1}_к - \hat{\omega}^{\delta_1}_к) \end{cases}$	$\hat{\omega}^{\delta_1}_к$ – оценка угловой скорости ведущего колеса на состоянии δ_1; $\hat{\overline{M}}^{\delta_1}_{с(к)}$ – оценка относительного суммарного момента внутренних сил сопротивлений в автомобиле, приведенного к ведущим колесам, на состоянии δ_1; K^1_1 и K^1_2 – коэффициенты усиления идентификатора 1
49	$\begin{cases} \dot{\omega}^{\delta_1}_к = -[K^2_1(\omega^{\delta_1}_к - \hat{\omega}^{\delta_1}_к) + \hat{a}^{\delta_1}_к]\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)} \\ \dot{\hat{a}}^{\delta_1}_{(к)} = K^2_2(\omega^{\delta_1}_к - \hat{\omega}^{\delta_1}_к) \end{cases}$	$\hat{a}^{\delta_1}_{(к)}$ – оценка относительного суммарного момента инерции автомобиля, приведенного к ведущим колесам, на состоянии δ_1; K^2_1 и K^2_2 – коэффициенты усиления идентификатора 2
50	$K^1_1 = -\dfrac{6}{\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)max}t_п}; K^1_2 = -\dfrac{9}{\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)max}t^2_п}$	$t_п$ – время переходного процесса идентификатора
51	$K^2_1 = -\dfrac{6}{a^{\delta_1}_{(к)}t_п}; K^2_2 = -\dfrac{9}{a^{\delta_1}_{(к)}t^2_п}$	–

рии характер связи линейной скорости $v_к$ с угловой скоростью $\omega_к$ и момента силы M с силой F, получим формулу № 4. Более того, тяговый момент $M_т$ на колесе рассчитывается, как известно, по формуле № 5, а суммарный момент $J^{\Sigma а}_к$ инерции – по формуле № 6. Тогда формулу № 4 можно представить формулой № 7. Но так как, по условию, рассматривается автомобиль в процессе выбега, то $M_{e(к)} = 0$. Значит, в итоге уравнение его движения на выбеге можно записать в виде формулы № 8.

Но и это еще не все. Момент $M^д_с$ сопротивления двигателя складывается из трех моментов сил: трения в двигателе, сопротивления его механизмов и газов. Он может быть выражен через давление $p_д$ условных

механических потерь по формуле № 9, а оно, в свою очередь, пропорционально средней скорости $C_п$ движения поршня в цилиндрах и соответствует формуле № 10. Средняя же скорость движения поршня определяется по формуле № 11. Отсюда формулу № 9 можно записать в виде формулы № 12.

Момент $M^{д}_{с(к)}$ механических сопротивлений в двигателе, приведенный к ведущим колесам, рассчитывается по формуле № 13, кинематическое передаточное число $U^{i}_{тр}$ трансмиссии – по формуле № 14, угловая скорость ω_e вращения коленчатого вала связана с угловой скоростью $\omega_к$ вращения ведущих колес формулой № 15. Следовательно, из формулы № 13 вытекает формула № 16.

Момент $M^{о}_{с}$, затрачиваемый на привод вспомогательного оборудования, можно найти по давлению $p_г$ газов, которое обеспечивает его работу (формула № 17). Это давление, как известно из теории, описывается квадратичной параболой (формула № 18). С учетом перечисленного, формула № 17 принимает вид формулы № 19. Чтобы привести этот момент к ведущим колесам, т.е. получить значение $M^{о}_{с(к)}$, можно воспользоваться формулой № 20, которая с учетом формул № 14 и 15 становится формулой № 21.

Момент $M^{тр}_{с(к)}$ сопротивлений в трансмиссии, приведенный к ведущим колесам, рассчитывается по формуле № 22, уравнение для определения входящей в нее силы $P_{тр}$ сопротивления трансмиссии автомобиля имеет вид формулы № 23. Тогда формулу № 22 можно записать в виде формулы № 24.

Момент M_N на коленчатом валу двигателя, соответствующий его максимальной мощности, вычисляется по формуле № 25. Тогда относительный суммарный момент $\overline{M}_{с(к)}$ внутренних сил сопротивлений в автомобиле, приведенный к ведущим колесам, дает формула № 26.

Испытания автомобиля проводились для двух его состояний: "1" – сцепление включено; "0" – сцепление выключено. Тогда относительный суммарный момент $M^{\delta_1}_{с(к)}$ для этих состояний определяется по формулам № 27.

Момент $J^{а}_{(к)}$ инерции поступательно движущихся масс автомобиля, приведенный к ведущим колесам, дает формула № 28; момент $J^{м}_{(к)}$ инерции вращающихся и поступательно движущихся масс двигателя, приведенный к ведущим колесам, – формула № 29. Зная соотношение между силовым ($\hat{U}$) и кинематическим (U) передаточными числами и учитывая формулу № 14, формулу № 29 можно записать в виде формулы № 30.

Момент $J^{Sк}_{(к)}$ инерции ведущих колес определяется по формуле № 31, относительный суммарный момент $a_к$ инерции автомобиля, приведенный к ведущим колесам, – по формуле № 32. Тогда относительный суммарный момент $a^{\delta_1}_{(к)}$ инерции автомобиля, приведенный к ведущим колесам, для состояний "1" и "0" дадут формулы № 33.

Момент $J^{S\delta}_{(б)}$ инерции вращающихся масс стенда, приведенный к беговым барабанам, дает формула № 34, момент $J^{S\delta}_{(к)}$ инерции вращающихся масс стенда, приведенный к беговым ведущим колесам, – формула № 35. С учетом этого формула № 34 примет вид формулы № 36. Тогда относительный момент $a^{\delta}_{(к)}$ инерции вращающихся масс стенда, приведенный к ведущим колесам, можно рассчитать по формуле № 37.

Уравнение движения автомобиля в процессе выбега с вывешенными колесами описывается, очевидно, формулой № 38, а уравнение движения беговых барабанов стенда при выбеге автомобиля – формулой № 39, входящая в нее угловая скорость $\omega_б$ бегового барабана связана с угловой скоростью колеса $\omega_к$ формулой № 40. Относительный суммарный момент $\overline{M}^{\delta_1}_{с(б)}$ внутренних сил сопротивлений в автомобиле, приведенный к беговым барабанам, с относительным суммарным $\overline{M}^{\delta_1}_{с(б)}$ моментом внутренних сил сопротивлений в автомобиле, приведенным к его ведущим колесам, – формулой № 41. Следовательно, формула № 39 примет вид формулы № 42. И если, далее, формулу № 41 переписать относительно $\dot{\omega}^{\delta_1}_{(к)}$ (формула № 43), а формулу № 35 – относительно $J^{S\delta}_{(б)}$ (формула № 44) и учесть, что относительный момент $a^{\delta}_{(б)}$ инерции вращающихся масс стенда, приведенный к беговым барабанам, определяется по формуле № 45, а также формулы № 43 и 44, то формула № 42 примет вид формулы № 46. В итоге получается система уравнений движения автомобиля в процессе выбега с вывешенными колесами на беговых барабанах стенда (формулы № 47).

Блок измерительного комплекса, определяющий относительный суммарный момент $\overline{M}^{\delta_1}_{с(г)}$ внутренних сил сопротивлений и относительный суммарный момент $a^{\delta_1}_{(к)}$ инерции автомобиля, приведенные к ведущим колесам, имеет в своем составе идентификатор, который при выбеге автомобиля на беговых барабанах стенда вычисляет и заносит в память относительный суммарный момент $\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)}$ внутренних сил сопротивлений в автомобиле, приведенный к ведущим колесам. При выбеге автомобиля с вывешенными колесами он считывает из памяти момент $\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)}$, определяет и заносит в память относительный суммарный момент $a^{\delta_1}_{(к)}$ инерции автомобиля, приведенный к ведущим колесам.

Этот идентификатор представляет собой фильтр Калмана–Бьюси с матрицей коэффициентов усиления, влияющих на его чувствительность к произвольным шумам и длительность переходного процесса [8]. При этом идентификатор для определения относительного суммарного момента $\overline{M}^{\delta_1}_{с(к)}$ внутренних сил сопротивлений в автомобиле, приведенного к ведущим колесам, описывает формула № 48, а идентификатор для определения относительного суммарного момента $a^{\delta_1}_{(к)}$ инерции автомобиля, приведенного к ведущим колесам, – формула № 49.

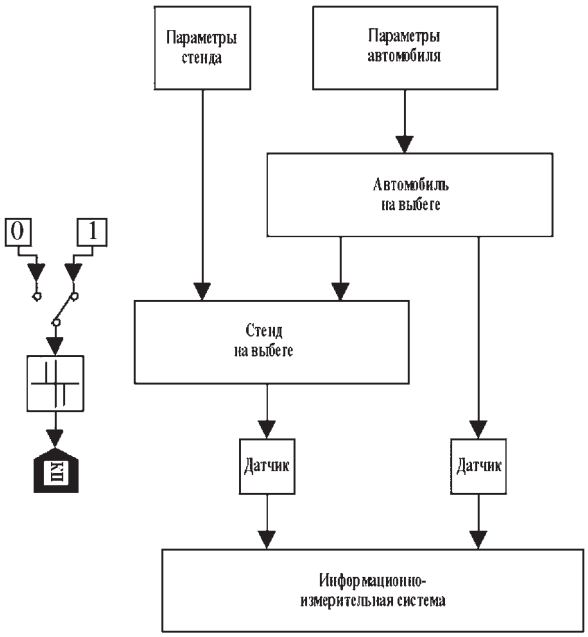


Рис. 1. Структурная схема имитационной модели, описывающей процесс выбега автомобиля КамАЗ-43253 на беговых барабанах с опущенными и вывешенными колесами

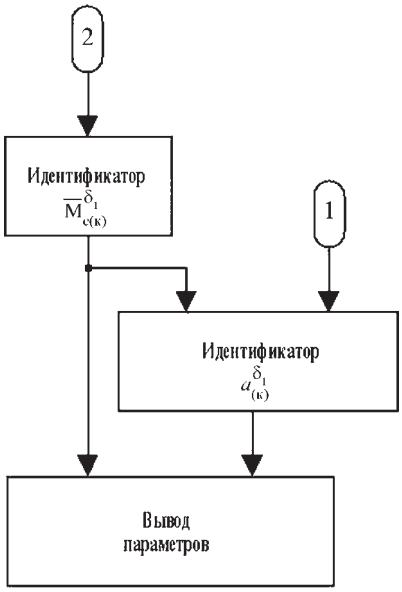


Рис. 2. Структурная схема блока "Информационно-измерительная система"

Коэффициенты K_1^1 и K_2^1 усиления идентификатора при определении относительного суммарного момента $\overline{M}_{с(к)}^{\delta_1}$ внутренних сил сопротивлений, приведенного к ведущим колесам автомобиля, рассчитываются по формулам № 50, а коэффициенты K_1^2 и K_2^2 усиления идентификатора при определении относительного суммарного момента $a_{(к)}^{\delta_1}$ инерции, приведенного к ведущим колесам автомобиля, – по формуле № 51.

Таким образом, идея замены приводной станции на выбеге автомобиля в тех же стендовых условиях с математической точки зрения вполне оправдана.

Чтобы подтвердить это, автор выполнил моделирование процессов выбега автомобиля КамАЗ-43253 в программе MatLAB. При этом имитационная модель (рис. 1), описывающая процесс выбега на беговых барабанах с опущенными и вывешенными колесами, состояла из пяти блоков и системы сигналов, которая способна задавать в автомобиле состояния "1" или "0". Рассмотрим ее.

Блок "Параметры автомобиля" позволяет ввести исходные данные по параметрам испытываемого автомобиля; блок "Параметры стенда" – исходные данные по параметрам инерционного стенда; блок "Автомобиль на выбеге" имитирует движение колес автомобиля в процессе выбега на беговых барабанах стенда с опущенными и вывешенными колесами; блок "Стенд на выбеге" – движение беговых барабанов стенда при выбеге автомобиля. Блок "Информационно-измерительная система" идентифицирует относительные суммарные моменты внутренних сил сопротивлений и инерции, приведенные к ведущим колесам автомобиля, и состоит (рис. 2) из трех подблоков. Первый из них, "Идентификатор $\overline{M}_{с(к)}^{\delta_1}$", идентифицирует относительный суммарный момент внутренних сил сопротивлений, приведенный к ведущим колесам автомобиля; второй, "Идентификатор $a_{(к)}^{\delta_1}$", – относительный суммарный момент инерции, приведенный к ведущим колесам автомобиля, а третий, "Вывод параметров", отображает в графическом виде имитированные и идентифицированные параметры автомобиля в процессе выбега, а также ошибку идентификации.

Система сигналов, передавая сигналы "1" и "0" к различным блокам имитационной модели, позволяет задавать соответствующие состояния автомобиля.

В ходе исследования выполнялось по две операции с опущенными и вывешенными колесами: идентификация относительного суммарного момента $\overline{M}_{с(к)}$ внутренних сил сопротивлений и относительного суммарного момента $a_{с(к)}$ инерции автомобиля, приведенных к ведущим колесам автомобиля, находящегося в состояниях "1" и "0". Для всех операций также выполнялась оценка угловой скорости $\omega_к$ ведущего колеса и определение ошибки ε идентификации при выбеге на беговых барабанах стенда с опущенными и вывешенными колесами. Эти исследования показали, что время выхода идентификатора на установившийся режим не превышает 0,2 с, при этом ошибка идентификации составляет не более $1 \cdot 10^{-7}$.

Таким образом, идея изъятия из инерционного стенда всех его доработок полностью себя оправдала. Это означает, что информационные параметры автомобиля можно определять методом выбега, используя любой серийный инерционный стенд.

Литература

1. Копотилов В.И. Автомобили: Теоретические основы: Учебное пособие для вузов. Тюмень: ТюмГНГУ, 1999. – 403 с.
2. Науменко Б.С. Бортовые автоматизированные системы управления скоростью транспортных машин. Ставрополь, 1999. – 245 с.

УДК 629.11.012.85

ЭВОЛЮЦИЯ РАЗВИТИЯ МЕТОДОВ ИЗМЕРЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ РЕССОР

Н.Ф. ТАЛАНЦЕВ, д-р физ.-мат. наук **С.В. РУСАКОВ, В.С. РУСАКОВ**
ОАО "Чусовской металлургический завод" (342. 566-47-54), Пермский ГНИУ

Рассмотрены ограничения корректного применения рекомендованного отечественными и зарубежными нормативными документами ручного графического метода измерения жесткости рессор и современный машинный метод ее измерения.

Ключевые слова: *рессора, статические стендовые испытания, упругая характеристика (функция упругости), жесткость, характеристика (функция) жесткости.*

Talantsev N.F., Rusakov S.V., Rusakov V.S.

EVALUTION OF MACHINE METHOD OF MEASUREMENT SPRING STIFFNESS

The limitations of correct application of manual graphic method of stiffness springs measurement being recommended by domestic and foreign regulatory documents and modern machine method of its stiffness are considered.

Keywords: *spring, static bench tests, elastic behaviour (elasticity function), stiffness, load-deflection curve (function).*

Общая тенденция времени – переход от ручных методов к машинным, однако рассматривать его как простую автоматизацию ранее разработанных методов нельзя: с новыми возможностями приходит и новое понимание целей, а вместе с ним и новых путей их достижения – более простых и, следовательно, более эффективных, построенных исключительно на современных технических возможностях. Примером такого перехода является практика стендовых статических испытаний листовых рессор с помощью универсальных испытательных машин. (Обычно это разрывные машины, предназначенные для испытания материалов, но переделанные под возможность снятия диаграммы "деформация–нагружение" рессоры.)

Таких машин много, всех их объединяет то, что результаты измерений упругой деформации рессоры выводятся на экран компьютера и сохраняются в его памяти. То есть все измерительные машины автоматизируют две процедуры – собственно измерение и хранение его результатов.

Но это только одна часть самой технологии измерений. Вторая ее часть – обработка и анализ полученных данных. И именно она связана с развитием машинного метода измерения жесткости рессор. Почему именно метод измерений, а не определения или расчета? Это иллюстрирует табл. 1, в которой приведена эволюция развития методов измерения прогиба и жесткости рессор.

Как видим, в ней под № 0 представлен самый старый (домашинный) метод. Он до сих пор содержится в действующих отечественных и западных нормативных документах и применяется при испытании рессор там, где измерительных машин нет.

Метод № 1 – уже машинный, но автоматизирует он только процесс обработки результатов измерений, получаемых все еще вручную. Это сокращает сроки расчетов и оформления итоговых результатов, а главное – повышает точность расчетов за счет замены субъективного графического метода машинным.

Метод № 2 отличается от предыдущего не только способом измерения (ручной заменен машинным), существенно (на несколько порядков) увеличившим объем измерительной информации, но и полной автоматизацией всего процесса измерения жесткости, в том числе ввода результатов измерений упругой характеристики в программу расчета жесткости рессоры.

Метод № 3 – коренное совершенствование самого принципа расчета жесткости рессоры: расчет производной функции упругости по средней жесткости на стандартном интервале прогибов заменен на непосредственное ее вычисление в контрольной точке функции упругости. Возможность непосредственного расчета жесткости в любой точке функции упругости позволила произвести построение и показ уже всей функции жесткости.

Этот метод был разработан в ходе выполнения НИР [1]. Толчком к разработке явилась производственная необходимость – рост спроса на листовые рессоры с переменной (прогрессивной) жесткостью (РПЖ), которые выгодно сочетают в себе высокую прочность, низкую металлоемкость и, главное, имеют постоянную частоту собственных колебаний, что обеспечивает плавность хода АТС на всем диапазоне нагрузок. Кроме того, РПЖ позволяет снизить величину максимального прогиба в подвеске – чрезвычайно важно для обеспечения оптимальности компоновки АТС.

Рассмотрим эти методы. Но прежде – несколько предварительных соображений.

Первое. Понятие "рессора", по мнению авторов, нуждается в уточнении. И вот почему: оно происходит от французского слова "resort" – "упругость". И если его рассматривать в широком смысле, относя к рессорам всех типов, то приходится делить их на листовые, торсионные, пружинные, гидравлические и пневматические. В то же время каждый упругий элемент подвески АТС имеет и другое название: "пружина", "торсион", "пневмоподушка", "рессора". Такая двусмысленность возникла из-за путаницы понятий "рессора" и "подвеска", поскольку второе появилось значительно позже первого. До сих пор, например, вместо определений типа "торсионная подвеска" или "пневматическая подвеска" можно услышать определения "торсионная рессора" или "пневматическая рессора". Что, очевидно, некорректно. Правильнее следующее определение: "рессора – это составленный из листа/листов, работающий на изгиб упругий элемент подвески ТС".

Второе. Жесткость – ключевой контрольный параметр упругой характеристики рессоры. Контрольный потому, что ее величина, согласно

Таблица 1

Метод измерения			Принцип метода измерения жесткости
№	прогиба	жесткости	
0	Ручной	Ручной графический	Расчет производной функции упругости по средней жесткости на стандартном интервале деформации
1	Ручной	Машинный	
2	Машинный	Машинный	
3	Машинный	Машинный специальный	Непосредственное вычисление производной функции упругости; построение и показ функции жесткости

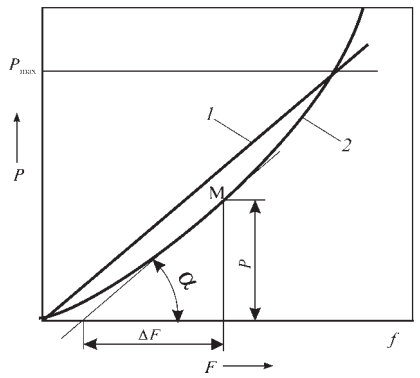


Рис. 1. Теоретические формы функции упругости рессоры [2]:
1 – линейная; *2* – нелинейная

ГОСТ Р 51585–2000 и (впрямую или косвенно) зарубежным стандартам, нормируется как для проектируемой, так и для производимой продукции, а ключевой потому, что она и только она определяет качество функциональности упругого элемента подвески – плавность хода АТС.

Третье. Согласно работе [2], упругая характеристика рессоры представляет собой зависимость вертикальной нагрузки *P*, действующей на рессору, от вертикальной составляющей *F* перемещения центра ее крепления на АТС. Ее обозначают в виде функции *P*(*F*), поэтому упругую характеристику рессоры логичнее называть функцией упругости. Форма функции может быть, согласно той же работе [2], как линейной (кривая *1* на рис. 1), так и нелинейной (кривая *2*). Ее линейность и нелинейность зависят от конструкции и рессоры, и подвески.

Значение первой производной функции упругости называется жесткостью С рессоры (формула № 1 в табл. 2). При этом она обычно рассматривается как контрольный параметр функции упругости (значение жесткости при контрольной нагрузке). При линейной форме функции упругости жесткость рессоры постоянна и равна *P*/*F*, независимо от нагрузки, а при нелинейной – изменяется в зависимости от нагрузки. Такие рессоры называют ***рессорами переменной жесткости***. Однако термин "переменная" тоже не совсем корректен, так как он не дает направления изменения *C*. Более точным, на взгляд авторов, был бы термин "прогрессивная", что означает изменения определенного качества – последовательное возрастание *C* с увеличением *P*. То есть такие рессоры следует называть ***рессорами прогрессивной жесткости (РПЖ)***.

Теперь собственно о методах измерения жесткости рессор. Логично начать с метода, рекомендуемого отечественным ГОСТ Р 51585–2000. Согласно ему, деформацию рессоры необходимо измерять как при ее нагрузке, так и при разгрузке. Затем по данным испытаний строят график упругой характеристики рессоры, на котором на участке $\Delta = \pm 25$ мм от прогиба, соответствующего контрольной нагрузке, между линиями нагрузки и разгрузки проводят среднюю линию. Она и считается упругой характеристикой (функцией упругости) рессоры при отсутствии трения. Затем при статической нагрузке измеряют через отношение приращения ΔP нагрузки по средней линии при прогибе ±25 мм от положения, соответствующего статической нагрузке, к величине этого прогиба (50 мм). Такой метод, для его

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечание
1	$C = \dfrac{dP}{dF}$	*P* – нагрузка; *F* – деформация
2	$C(F_k) = \dfrac{\Delta P}{\Delta F} = \dfrac{P(F_k + \Delta) - P(F_k - \Delta)}{2\Delta} = \dfrac{P(F_k + 25) - P(F_k - 25)}{50}$	*C* – жесткость, определяемая по интервальному методу как отношение интервала нагрузок *P* с границами интервала, соответствующими прогибам $F_k - \Delta$ и $F_k + \Delta$, к интервалу прогибов, равному 2Δ
3	$\bar{f} = \dfrac{1}{b-a}\int_a^b f(x)dx$	Каноническое выражение среднего значения $\bar{f}$ произвольной функции $f(x)$ на интервале с границами *a* и *b*
4	$\bar{C} = \dfrac{1}{b-a}\int_a^b C(F)dF = \dfrac{1}{2\Delta}\int_{F_k-\Delta}^{F_k+\Delta}\dfrac{dP(F)}{dF}dF = \dfrac{P(F_k + \Delta) - P(F_k - \Delta)}{2\Delta} = C(F_k)$	Вывод базового условия интервального метода как соответствия средней жесткости $\bar{C}$ на интервале прогибов $F_k \pm \Delta$ жесткости в центре этого интервала $C(F_k)$
5	$C(F_k) = \overline{\tilde{N}(F_k \pm \Delta)} = \dfrac{\tilde{N}(F_k + \Delta) + \tilde{N}(F_k - \Delta)}{2}$	$\overline{\tilde{N}(F_k \pm \Delta)}$ – средняя жесткость в интервале прогибов $F_k \pm \Delta$ рессоры
6	$C(F) = a_1 F + a_0; P(F) = \int C(F)dF = 0{,}5a_1F^2 + a_0F + a;$ при $a_1 = 0: C(F) = a_0; P(F) = a_0F + a$	Общий вид линейной функции жесткости $C(F)$ и соответствующей ей квадратичной функции упругости $P(F)$, отвечающие формулам № 4 и 5 (*a*, a_0 и a_1 – условные коэффициенты функции)
7	$P(F) = a_0\exp(a_1F);\ C(F_k) = \dfrac{dP(F_k)}{dF} = a_0a_1\exp(a_1F_к);$ $P_1 = a_0\exp(a_1(F_к - \Delta)); P_2 = a_0\exp(a_1(F_к + \Delta));$ $\bar{C} = \dfrac{P_2 - P_1}{2\Delta} = \dfrac{a_0\exp((a_1(F_к + \Delta)) - \exp(a_1(F_к - \Delta))}{2\Delta} =$ $= \dfrac{a_0\exp(a_1F_к)\left(\exp(a_1\Delta) - \dfrac{1}{\exp(a_1\Delta)}\right)}{2\Delta} = \dfrac{a_0\exp(a_1F_к)sh(a_1\Delta)}{\Delta} \neq C(F_k)$	Доказательство несоответствия экспоненциальной функции жесткости идеальной РПЖ условиям (формулам) № 4, 5 и 6

идентификации, можно назвать ***интервальным***. Его прототип был предложен в инструкции НАМИ [3] еще в 1973 г., т.е. задолго до применения компьютеров, и с тех пор мало изменился.

Графической иллюстрацией современного использования интервального метода при автоматизированных системах измерений и компьютерных программах по автоматизации обработки данных может служить рис. 2. Из него видно, что график, выдаваемый компьютерной программой, действительно, лишь иллюстрирует результат измерения жесткости, но не является для пользователя средством этого измерения, как в случае графического метода № 0. По сути, это машинный метод, но исключительно на уровне автоматизации ручного графического метода № 0, т.е. метод № 1. При нем, исходя из приведенного выше определения жесткости $\left(C = \frac{dP}{dF}\right)$ и рис. 2, получается расчетная формула № 2.

Зарубежные стандарты также придерживаются этого подхода, но с некоторыми отличиями. Так, стандарты фирмы "Вольво" позволяют не строить среднюю линию, а находить границы интервала нагрузок, как средние значения точек пересечений с линиями петли гистерезиса, что, собственно, сути не меняет. Немецкий стандарт наряду с интервалом деформаций 50 мм предлагает использовать интервал 25 мм. Особняком стоят только итальянские стандарты, в частности, стандарты ФИАТа: здесь вообще определяют не жесткость, а величину обратную ей, т.е. гибкость.

Возникает вопрос: почему вместо искомой жесткости как первой производной функции упругости в точке с координатой $F_к$ определяется иная величина и что это за величина? Эта величина жесткости не что иное, как средняя жесткость (среднее значение функции жесткости) на интервале, т.е. ее дает формула № 3. Если учесть это и провести некоторые преобразования, получаем формулу № 4.

Таким образом, в качестве жесткости рессоры при контрольной нагрузке выдается, согласно стандартам, ее среднее значение на интервале деформаций $F_к \pm \Delta$. Другими словами, постулируется, по умолчанию, равенство среднего значения функции на интервале значению функции в центре этого интервала, представленному в формуле № 5.

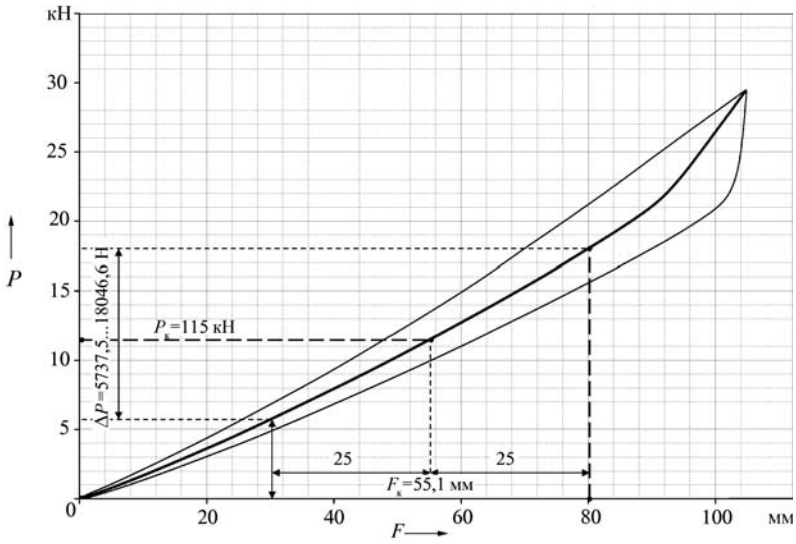


Рис. 2. Практическое построение функции упругости рессоры при натурных стендовых статических испытаниях, соответствующих требованиям к графическому методу измерения ее жесткости согласно ГОСТ Р-51585–2000 (H_o = 85,3 мм, $F_к$ = 55,1 мм, H_c = 30,5 мм)

Однако такое равенство существует исключительно при условии, что функция жесткости является линейной, а функция упругости – соответственно квадратичной (формула № 6): как частный случай при $a_1 = 0$ функция жесткости вырождается, очевидно, в константу, что характерно для рессор с постоянной жесткостью и линейной функцией упругости.

Из всего сказанного выше следует вывод: интервальный метод измеряет жесткость при контрольной нагрузке, как среднюю жесткость на стандартном интервале деформаций, что корректно только при условии линейности функции жесткости на измеряемом интервале. Однако известно, что рессоры прогрессивной жесткости, по определению, имеют функцию жесткости, отличающуюся от линейной. Такая рессора, согласно уже упоминавшейся работе [2], в идеальном случае может сохранять собственную частоту колебаний на всем диапазоне нагрузок, если функции упругости и жесткости будут иметь нелинейный прогрессивный характер и представлять собой экспоненциальные функции. Следовательно, регламентируемый ГОСТ Р-51585–2000 метод определения жесткости рессоры в контрольной точке через среднюю жесткость на стандартном интервале упругой характеристики рессоры вокруг этой точки к РПЖ с идеальной функцией упругости не применим. Доказательство этого приведено в формуле № 7: при экспоненциальном виде функции жесткости ее значение в центре интервала и среднее значение на интервале деформаций не равны ($C \neq \overline{C}$) и, следовательно, интервальный метод измерений жесткости для РПЖ действительно неприменим.

Однако это теория, но на практике дело обстоит еще хуже. Дело в том, что только теоретически функция упругости рессоры представляет собой целостную функцию, т.е. имеющую граничные точки исключительно по концам области определения. На самом деле это всегда непрерывная кусочная функция, имеющая не только внешние, но и внутренние граничные точки. Даже при испытании обычной рессоры (см. рис. 2) часто наблюдается участок при максимальных значениях функции упругости вследствие влияния гистерезиса, явно не характерный остальной ее части. Следовательно, имеется внутренняя граничная точка, разделяющая участки кусочной функции. И если эта точка попадает в интервал функции упругости, используемый при интервальном методе, например, при измерении жесткости рессор с малыми деформациями, результат измерения жесткости, очевидно, будет некорректен.

Влияние обозначенного фактора усиливается для РПЖ. Это подтверждает, например, диаграмма (рис. 3) функции упругости современной РПЖ, в которой применены листы комбинированного профиля (пат.

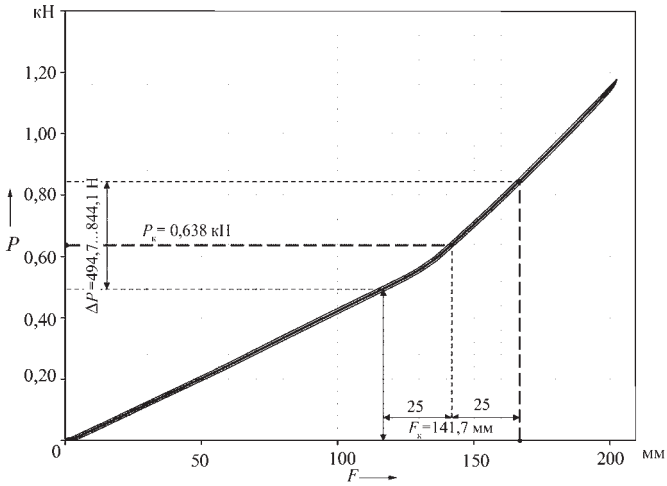


Рис. 3. Функция упругости двухступенчатой рессоры прогрессивной жесткости (H_o = 148,9 мм, $F_к$ = 141,7 мм, $H_к$ = 7,2 мм, жесткость по методу № 2 – 699 Н/см, жесткость по методу № 3 – 755 Н/см)

№ 2414635, РФ), и сама конструкция рессоры (рис. 4): график имеет перегиб, который образуется при подключении к работе рессоры *2*, что дополнительно нарушает целостность функции жесткости и вводит новые внутренние граничные точки. В результате увеличивается вероятность попадания этих точек в интервал определения жесткости, что делает применение интервального метода некорректным. (Ошибка в данном примере составила ≈8 %.)

История развития методов измерения жесткости рессор имеет, насколько известно авторам, лишь один пример [4] попытки применения интервального метода к измерению жесткости РПЖ. Но в силу того, что эта попытка состоялась до появления персональных компьютеров и оказалась неудачной, ее результат никогда не имел практического применения.

Тогда совершенно понятно, что для практики нужен новый метод измерения жесткости рессор. Причем обязательно – машинный и универсальный, т.е. пригодный для любых листовых рессор. И возможность реализации этого метода есть. Дело в том, что, повторяем, контрольным значением параметра "жесткость рессоры" является значение первой производной функции упругости рессоры при контрольной нагрузке. Значит, решение проблемы – замена способа определения значения этой производной. Конкретно – переход от косвенного метода определения путем поиска среднего ее значения на интервале к непосредственному определению в точке функции. И здесь решающую роль играет метод численного дифференцирования функции упругости: он позволяет отказаться от косвенной оценки жесткости, как средней на интервале, и перейти к прямому измерению жесткости, как значению производной функции упругости в точке с заданным значением нагрузки *P* или прогиба *F*.

Правда, условия реализации не столь просты. Упуская из внимания вопросы необходимости предварительной фильтрации и сглаживания результатов измерений, неизбежные в силу неустойчивости операции численного дифференцирования по отношению к погрешностям измерений, отметим лишь, что метод реализуем лишь при больших массивах измерительной информации, использует сложные машинные расчеты и, как следствие, может существовать только в машинном варианте. То есть – метод, не входящий в число тех, что рекомендованы современными отечественными и зарубежными нормативными документами. Но зато его можно применять, повторяем, при любых формах функции упругости рессоры. В том числе и тогда, когда применить интервальный метод оказывается невозможным. Это метод № 3: он отвечает всем перечисленным выше требованиям.

Решить проблему можно и по-другому. Например, практика показала, что достаточно высокий эффект можно получить, используя методы № 2 и 3 совместно (см. рис. 2 и 4). При этом решаются вопросы тестирования метода (известно, что работу одного машинного метода можно протестировать, применив другой машинный метод) и сертификации (результат метода № 3 может рассматриваться как дополнительная информация для исследователя). При совпадении результатов измерения (на рис. 2 разница составила 0,4 %, что сопоставимо с погрешностью измерений) испытатель получает подтверждение абсолютной достоверности полученных данных, что исключает риски, связанные с ошибкой определения жесткости.

Это хорошо видно из сравнения рис. 2 и 5: значения жесткости рессоры, полученные интервальным и непосредственным методом, практически совпадают, потому что функция жесткости (рис. 5) в пределах контрольного интервала имеет линейный характер. В случае же существенной разницы результатов измерений жесткости (на рис. 4 она, как уже упоминалось, составила 8 %) возникает необходимость в дополнительной информации. На рис. 6 приведена функция жесткости этой рессоры, из анализа которой очевидна причина отличия: функция жесткости имеет ярко выраженный кусочный характер, и в интервал определения жесткости явно включена внутренняя граничная точка.

Для доказательства, что этот фактор решающий, на рис. 7 [1] приведена функция жесткости еще одной рессоры (см. рис. 4). Кусочный вид функции жесткости остался, но вывод путем коррекции конструкции рессоры внутренней граничной точки за пределы контрольного интервала функции упругости привел к тому, что значения жесткости, определен-

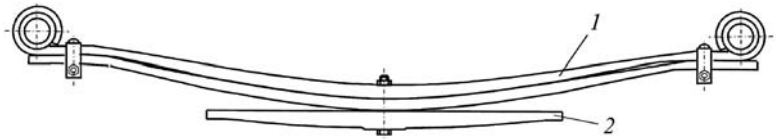


Рис. 4. Конструкция двухступенчатой рессоры прогрессивной жесткости:
1 – основная рессора; *2* – дополнительная рессора

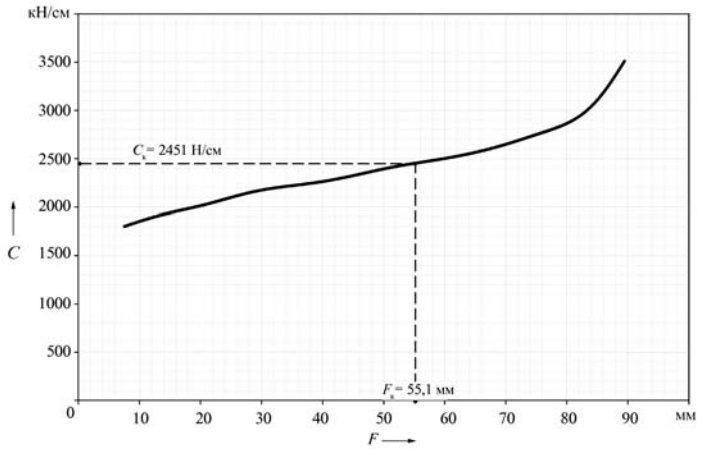


Рис. 5. Результаты измерения жесткости предлагаемым методом (H_o = 85 мм при $P_к$ = 115 кН, $F_к$ = 55,1 мм, $H_к$ = 30,5 мм, жесткость по методу № 2 – 24,6 кН/см, жесткость по методу № 3 – 24,8 кН/см)

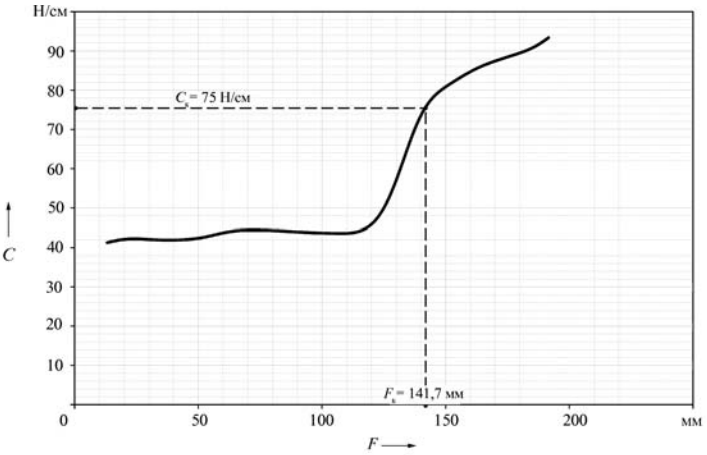


Рис. 6. Результаты измерения функции жесткости двухступенчатой рессоры (H_o = 148,9 мм при $P_к$ = 6,38 кН, $F_к$ = 141,7 мм, $H_к$ = 7,2 мм, жесткость по методу № 2 – 699 Н/см, жесткость по методу № 3 – 755 Н/см)

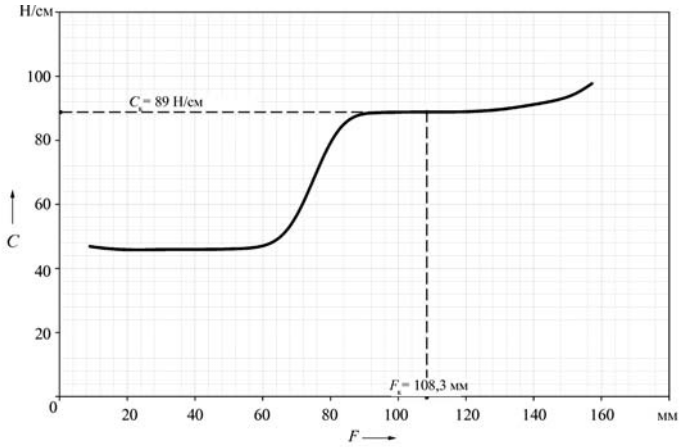


Рис. 7. Результаты измерения функции жесткости той же рессоры после коррекции ее конструкции (H_o = 133 мм при $P_к$ = 6,38 кН, $F_к$ = 108,3 мм, $H_к$ = 24,7 мм, жесткость по методу № 2 – 889 Н/см, жесткость по методу № 3 – 888 Н/см)

ные по непосредственному и интервальному методу, практически совпали (разница 0,1 %). Причем значение жесткости, рассчитанное по непосредственному методу, не изменилось, а значение, определенное интервальным методом, к нему лишь приблизилось. Таким образом, показано, что в условиях увеличения числа составляющих области определения кусочной функции, которой на практике является функция жесткости РПЖ, усреднение в интервале, включающем фрагменты двух или более смежных, но разнородных, кусков, заведомо обрекает интервальный метод на ошибку. При этом непосредственный метод абсолютно не чувствителен к данному условию.

Возможности применения машинного метода непосредственного измерения жесткости рессор гораздо шире рассмотренных примеров: функция жесткости может быть представлена в зависимости от изменения нагрузки на рессору или стрелы ее выгиба. Кроме того, при наличии функции жесткости возможно визуальное представление и исследование построенных на ее базе других характеристик, например, характеристики собственной частоты упругого элемента, что обычно необходимо при анализе плавности хода АТС.

Вывод: современный машинный метод измерения жесткости может быть не только средством входного контроля ключевого параметра упругости, но и эффективным методом исследования на пути повышения качества упругих элементов подвесок транспортных средств.

Литература

1. ПГНИУ. Разработка программно-методического обеспечения для контроля, стендовых статических испытаний и исследования листовых рессор переменной (прогрессивной) жесткости (в том числе рессор с использованием листов комбинированного профиля разработки ОАО "ЧМЗ") на базе испытательных стендов типа УИМ ZWICK. Отчет НИР по договору № 27575/51/2011, 2013.
2. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые рессоры. Теория, расчет и испытания. М.: Машиностроение, 1978.
3. НАМИ. Методика стендовых испытаний рессор на усталость. Москва. И.37.001.013–73.
4. НАМИ. Методика стендовых испытаний рессор с нелинейной упругой характеристикой. Отчет НИР по договору № 383/10/1991, 1991.

УДК 621.763

ЛИТЫЕ МЕТАЛЛОКОМПОЗИТЫ И УСТАНОВКА ДЛЯ ИХ ПОЛУЧЕНИЯ

Канд. техн. наук **А.А. МИНАЕВ, О.Т. АЛИМОВА, М.С. ГРИШАНОВА**
Университет машиностроения (МАМИ) (8.903. 755-24-80)

Рассмотрены свойства композиционных материалов. Предложена установка для получения алюмоматричных композиционных расплавов и отливок из них.

Ключевые слова: *металлокомпозиты, алюмоматричные композиты, отливки, сплавы.*

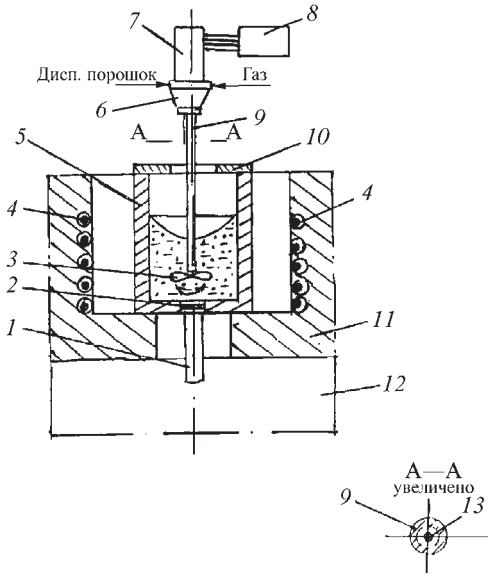
Minaev A.A., Alimova O.T., Grishanova M.S..

CAST METALCOMPOSIT AND ARRANGEMENT FOR ITS PRODUCTION

Property of composited materials are considered. Installation of alumomatrix composited moltens for its pretexted.

Keywords: *metalcomposits, alumomatrix composit, casts, alloys.*

Создание материалов с заранее заданными свойствами – одно из важнейших направлений развития современного научно-технологического прогресса. Именно такие материалы есть тот инструмент, который способен обеспечивать непрерывно возрастающие требования к конструкциям машин. В том числе по показателям прочности, массы, материалоемкости, ресурсу, надежности, эксплуатации в экстремальных условиях температурно-силового воздействия и т.д. И здесь на первое место в последние годы все более уверенно выходят композиционные материалы, получившие условное математическое выражение "1 + 1 > 2" (соединение положительных свойств исходных компонентов с получением в результате их объединения материала с синергетическим эффектом, превышающим сумму отдельно взятых их эффектов).



Установка для получения алюмоматричных расплавов и отливок из них:

1 – сливной металлопровод; *2* – шиберный затвор; *3* – лопастный винт; *4* – нагревательные элементы; *5* – тигель для алюмоматричного расплава; *6* – бункер-дозатор для дисперсного материала-наполнителя; *7* – механизм передачи; *8* – привод; *9* – трубопровод для подачи дисперсного материала-наполнителя; *10* – ограничительная крышка для вращаемого алюмоматричного расплава; *11* – нагревательная печь; *12* – герметичная камера для размещения заливаемых литейных форм; *13* – приводной вертикальный вал с возможностью реверсивного вращения лопастного винта *3*

Композиты представляют собой неоднородные системы, состоящие из двух или более компонентов, один из которых, обладающий непрерывностью по всему объему, является матрицей, а другие, разделенные в объеме композиции, – армирующими. При этом матричными материалами могут быть металлы, сплавы, термореактивные или термопластичные полимеры, керамика и многие другие вещества, а армирующими – мелкодисперсные порошки или волокна различной природы. В результате типы композитов можно разделить на три основные группы: волокнистые (А); армированные частицами (В) и дисперсно-упрочненные (С). Но для изготовления машин и механизмов, особенно их нагруженных деталей, используются в основном композиты второй и третьей групп. Причем и те и другие – с металлической (алюминий, магний, никель и их сплавы) матрицей (металокомпозиты). Эта матрица упрочняется высокопрочными волокнами (волокнистые материалы) или тугоплавкими тонкодисперсными частицами, не растворяющимися в металле матрицы. От обычных сплавов они отличаются большими значениями временного сопротивления и предела выносливости (на 50...100 %), модуля упругости, коэффициента жесткости, пониженной склонностью к трещинообразованию и высокой жаропрочностью. Они повышают жесткость конструкции при одновременном снижении ее металлоемкости и как конструкционные материалы используются в авиации для изготовления высоконагруженных деталей (обшивки лонжеронов, панелей и др.) и двигателей (лопаток компрессоров и турбин и др.), в автомобилестроении – кузовов, рессор, рам, панелей, бамперов и т.д., в промышленном и гражданском строительстве – пролетов мостов, элементов сборных конструкций высотных сооружений и т.д.

Металлическая матрица таких материалов является основным компонентом, несущим нагрузку. Эффект упрочнения материала в данном случае достигается за счет торможения движения дислокаций в матрице дисперсными частицами упрочняющей фазы. При этом прочность не подчиняется закону аддитивности, т.е. закону сложения прочностей компонентов, а зависит от объемного содержания упрочняющих фаз: самой высокой она оказывается при частицах упрочняющей фазы размерами 10...500 нм, среднем расстоянии между ними 100...500 нм и равномерном их распределении в матрице. Оптимальное содержание частиц, необходимое для обеспечения высоких прочности и жаропрочности в различных дисперсно-упрочненных материалах, неодинаково, но обычно не превышает 5...10 % об.

В машиностроении сейчас наиболее широко используют сплавы на основе алюминия – алюмоматричные композиционные сплавы, но большие перспективы есть и у никелевых дисперсионно-упрочненных металлокомпозитов. Например, сплавы никеля с 2...3 % об. диоксида тория (ВДУ-1) или диоксида гафния (ВДУ-2) – жаропрочные (например, у сплава ВДУ-1 при температуре 1473 К, или 1200 °С, σ_{100} = 75 МПа и σ_{1000} = 65 МПа). Их матрица – обычно γ-твердый раствор никеля с 20 % хрома или 15 % молибдена, или 20 % хрома и молибдена.

Использование в качестве упрочняющих частиц стабильных тугоплавких соединений (оксидов тория, гафния, иттрия, сложных соединений оксидов и редкоземельных металлов), не растворяющихся в матричном

металле, позволяет сохранить высокую прочность материала до 0,9...95 Тпл. [1].

Технологически получение из алюмоматричных композиционных расплавов в производстве ставит ряд задач, решение которых должно обеспечить расширение их применения. К таким задачам можно отнести: получение стабильных физико-механических и эксплуатационных свойств этих композитов и изделий со стабильными качествами [2]. И они решаются.

Так, анализ технологий использования алюмоматричных композиционных расплавов показывает, что в настоящее время наиболее динамично развиваются и внедряются жидкофазные технологии, хотя совмещение материала металлических матриц с армирующими наполнителями принадлежит к довольно сложным процессам, требующим решения проблем высокотемпературной смачиваемости, адгезии и их взаимодействия, а также проблемы комкования (агломерации) дисперсного наполнителя при его транспортировании к матричному материалу и распределению в нем. Более того, уже известно много способов жидкофазного совмещения матричных расплавов с дисперсными наполнителями. Например, пропитка расплавами (самопроизвольная, в вакууме, под давлением и их различные сочетания); механическое замешивание дискретных частиц или волокон в металлические матричные расплавы и др. Причем эти способы непрерывно совершенствуются. Например, при механическом замешивании для повышения эффективности смачивания наполнителя матричным расплавом на наполнитель (дискретные частицы) начали наносить различные покрытия методами химического или газофазного осаждения, модифицирования матричных расплавов поверхностно активными веществами – добавками (магний, кальций, натрий и др.).

Правда, такое замешивание имеет ряд недостатков, главный из которых – сильное газонасыщение и окисление матричного расплава, что снижает качество адгезионных связей по поверхности раздела "частица–матричный расплав". Поэтому специалисты пошли дальше: для хорошего измельчения структуры матричного расплава, повышения его плотности, более равномерного или заданного распределения армирующих частиц в объеме, усиления адгезионного взаимодействия частиц с металломатрицей они используют внешние факторы – давление, ультразвук, центробежные силы, электромагнитные поля и некоторые другие известные технологические приемы.

Как видим, способов производства литых алюмоматричных композиционных расплавов известно, действительно, немало. Однако наиболее технологичным и, главное, самым экономически доступным из них остается пока что литейный, с механическим замешиванием дисперсного наполнителя в матричный расплав, способ. Именно поэтому он и был реализован специалистами МАМИ при разработке варианта модернизированного технологического оборудования – установки для получения алюмоматричных композиционных расплавов и отливок из них.

Данная установка включает (см. рисунок) тигель с нагревательной печью *11*; приводной вертикальный вал *13* с импеллером *3* – лопастным винтом на конце, выполненный из титана с азотируемой поверхностью; бункер-дозатор *6* дисперсного материала-наполнителя и транспортный трубопровод *9* для подачи этого материала-наполнителя транспортирующим газом. В этом трубопроводе коаксиально размещен приводной вертикальный вал *13* лопастного винта. На внешней поверхности вала по всей его длине выполнен винтовой шнек, который совместно с транспортирующим газом осуществляет подачу дисперсного материала-наполнителя в тигель с алюмоматричным расплавом, а тигель снабжен ограничительной крышкой для вращаемого алюмоматричного расплава.

Установка снабжена герметичной камерой *12* для заливаемых литейных форм, размещенной под нагреваемой печью, а в донной части тигля выполнен шиберный затвор *2* и расположен трубопровод *1* подачи расплава в литейную форму.

Новая установка обеспечивает очень высокую равномерность распределения дисперсных материалов-наполнителей в алюмоматричном расплаве, поскольку в ней сочетаются механическое перемешивание расплава лопастным винтом, продувка в среде транспортирующего газа через толщу алюмоматричного материала с помощью шнека на приводном вертикальном валу с лопастным винтом, а также пульсацией транспортирующего газа и/или реверсированием вращения лопастного винта, в результате чего предотвращается окомкование материала наполнителя.

Работает установка следующим образом.

В тигель *5*, размещенный в нагревательной печи *11*, загружают в твердом виде или заливают алюмоматричный расплав. Лопастный винт *3*, закрепленный на вертикальном приводном валу *13*, погружают в алюмоматричный расплав и он начинает вращаться от привода *8*. Одновременно из бункера-дозатора *6* через транспортируемый трубопровод 9, охватывающий приводной вертикальный вал *13* со шнеком на наружной поверхности (на рисунке не показан), с помощью транспортирующего газа (азот, аргон и др.) подают дисперсный материал-наполнитель. За счет барботажа транспортирующего газа и вращения лопастного винта *3* частицы дисперсного материала-наполнителя распределяются в алюмоматричном расплаве равномерно. Кроме того, этому способствует и предотвращение самопроизвольного комкования (алгомерации) дисперсного материала-наполнителя благодаря вращению шнека на приводном вертикальном валу *13* в сочетании с пульсацией транспортирующего газа и возможностью реверсного вращения лопастного винта *3*. Оптимальное положение конца трубопровода *9*, подводящего дисперсный материал-наполнитель, обеспечивает требуемый режим раздробления и разгона этого материала.

Газовые пузырьки транспортирующего газа барботируют в алюмоматричном расплаве и под действием центробежных сил выталкиваются на свободную поверхность параболоида вращения, за счет чего происходит рафинирование расплава от газовых включений и равномерное распределение дисперсного материала-наполнителя в нем.

После завершения технологического цикла приготовления композиционного алюмоматричного расплава подачу дисперсного материала-наполнителя прекращают, подача транспортирующего газа продолжается еще в течение 5...7 с. Далее расплав разливают, открыв в донной части тигля *5* шиберный затвор *2*, и через сливной металлопровод *1* подают его в литейную форму (на рисунке не показана), расположенную в камере *12*.

Литература

1. Ржевская С.В. Материаловедение. Учебн. для вузов, 4-е изд., перераб. и доп. М.: Университетская книга. Логос. – 424 с.
2. Панфилов А.В. Современное состояние и перспективы развития литых дискретно-армированных алюмоматричных композиционных материалов // Литейщик России, 2008, № 7.

УДК 504.062

СОВРЕМЕННЫЕ ЗАРУБЕЖНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К УРОВНЮ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АТС И ТЕХНОЛОГИЯ ИХ ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Д-р техн. наук **А.В. КОЗЛОВ,**
канд. техн. наук **А.С. ТЕРЕНЧЕНКО**
ФГУП "НАМИ" (495. 456-30-81)

Рассмотрены вопросы нормирования показателей энергетической эффективности транспортных средств, метод комплексной оценки влияния на нее конструкций энергоустановок и вида применяемых топлив.

Ключевые слова: *транспортное средство, энергетическая эффективность, парниковые газы, энергетическая установка, альтернативные топлива.*

Kozlov A.V., Terenchenko A.S.

MODERN FOREIGN REQUIREMENTS TO ENERGY EFFICIENCY OF VEHICLES AND TECHNOLOGIES OF THEIR PROVIDING

The requirements to energy efficiency of vehicles are considered. The method of a complex assessment of influence on cars energy efficiency of power unit design improvement and alternative fuels appication into account full life cycle is offered.

Keywords: *vehicle, energy efficiency, greenhouse gases, power unit, alternative fuels.*

Критерием оценки энергоэффективности АТС является, как известно, расход топлива или его эквивалент – выбросы углекислого газа (CO_2). И во многих странах, особенно в США и странах ЕС, разработаны и действуют соответствующие требования по энергоснабжению. Например, в апреле 2009 г. были приняты Правила ЕС № 443/2009, в которых в качестве критерия оценки энергоэффективности новых легковых автомобилей категории M_1 определены именно выбросы углекислого газа: к 2015 г. средний выброс CO_2 у новых автомобилей фирмы-производителя не должен превышать 130 г/км. Кроме того, в 2011 г. вступили в действие и Правила № 510/2011, устанавливающие предельно допустимый уровень (175 г/км) выброса углекислого газа транспортными средствами малой грузоподъемности (фургоны N_1).

Названные выше требования вводятся поэтапно. Так, для расчета предельно допустимого значения выброса CO_2 в 2012 г. охватывается 65 % выпускаемых фирмой автомобилей, в 2013 г. – 75 %, в 2014 г. – 80, а с 2015 г. – 100 %. Но в Правилах ЕС поставлена и более радикальная цель: к 2020 г. достичь среднего уровня выбросов углекислого газа легковыми автомобилями, равного 95 г/км, а легкими грузовыми автомобилями – 147 г/км.

Отдельная преференция установлена для автомобилей, работающих на смеси бензина и этанола (E85): в расчете среднего для производителя выброса фактические его значения снижаются на 5 %. Правда, при условии, что в стране не менее 30 % заправочных станций предоставляют возможность заправки смешанным топливом.

В качестве методологической базы Правил ЕС использованы Правила № 101 ЕЭК ООН, которые применяются к транспортным средствам категорий M_1 и N_1 в отношении процедур измерения выбросов углекислого газа и расхода топлива и/или расхода электроэнергии и запаса хода на электротяге транспортных средств, приводимых в движение только двигателями внутреннего сгорания либо с помощью гибридного электропривода, и процедур измерения расхода электроэнергии и запаса хода на электротяге транспортных средств, приводимых в движение только с помощью электропривода.

Согласно этим Правилам, как известно, официальное одобрение типа транспортного средства заключается в подтверждении технической службой, проводящей испытания, величины выбросов CO_2 или величины расхода электроэнергии, указанных автопроизводителем. При этом результат измерения, проведенного технической службой, не должен превышать заявленную автопроизводителем величину более чем на 4 %, но может быть сколь угодно меньше заявленной.

Проблема контроля за энергоэффективностью в ЕС также определена Директивами Комиссии Евросоюза по энергетике и транспорту (ЕС 92/75/CEE, 94/2/CE, 95/12/CE, 96/89/CE, 2003/66/CE и др.). При превышении средней величины выброса CO_2 относительно рассчитанного предельно допустимого значения с производителя взимается штраф, величина которого зависит от степени превышения.

В США проблемой повышения энергоэффективности автотранспорта занимаются с 1975 г., и в настоящее время здесь действует система CAFE (Corporate Average Fuel Economy) требований к энергоэффективности легковых и легких грузовых автомобилей, в соответствии с которой их топливная экономичность измеряется в mpg – милях пробега на галлон израсходованного топлива. Ее требования относятся к парку автомобилей, выпускаемых отдельным автопроизводителем для реализации на внутреннем рынке США, т.е. средняя по производителю топливная экономичность f_{CAFE} определяется по средней гармонической величине топливной экономичности всех автомобилей, продаваемых на территории США данной автомобильной фирмой в текущем году (формула № 1 в табл. 1).

Однако Президент США Б. Обама в 2009 г. предложил новую программу повышения энергоэффективности автотранспорта, в соответствии с которой вводятся единые федеральные стандарты на топливную экономичность и выброс парниковых газов. Эти стандарты предусматривают постепенное существенное ужесточение норм по топливной экономичности: к 2016 г. – до 39 mpg для легковых автомобилей и до 30 mpg для легковых коммерческих автомобилей. Но реализация ее требований, как и требований Правил ЕС, осуществляется поэтапно.

Так, с 2011 г. вступила в действие переходная система нормирования топливной экономичности, согласно которой должна учитываться площадь X, занимаемая автомобилем, т.е. произведение его базы на усредненную колею. В итоге для определения норм T топливной экономичности автомобилей 2011 г. выпуска была разработана математическая зависимость в виде логистической функции (формула № 2). Эта формула позволяет построить графики, иллюстрирующие требования к топливной экономичности легковых автомобилей, которые будут выпущены с 2012 по 2016 г. (рис. 1). Из них следует, что к 2016 г. средняя топливная экономичность по всем реализуемым на территории США легковым автомобилям должна находиться на уровне 37,8 mpg. Что же касается легких грузо-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$f_{CAFE} = \dfrac{\Sigma n_i}{\Sigma n_i \,/\, f_i}$	n_i – число автомобилей i-й модели, продаваемых фирмой в течение года; f_i – топливная экономичность i-й модели автомобиля
2	$T = \dfrac{1}{\dfrac{1}{A} + \left(\dfrac{1}{B} - \dfrac{1}{A}\right)\dfrac{e^{\frac{x-C}{D}}}{1+e^{\frac{x-C}{D}}}}$	A и B – наивысшее и наинизшее целевые значения топливной экономичности, mpg; C – коэффициент, определяющий горизонтальную срединную точку логистической функции, фут^2; D – коэффициент, определяющий ширину переходной полосы от наивысшего A к ниаинизшему B значению, фут^2; x – площадь под автомобилем, фут^2
3	$\begin{cases} CO_2 = a, \text{ если } x \le l \\ CO_2 = cx + d, \text{ если } l < x \le h \\ CO_2 = b, \text{ если } x > h \end{cases}$	a и b – наинизшее и наивысшее целевые значения выбросов парниковых газов, г/милю; c – коэффициент, определяющий крутизну уклона кривой функции, г/миля-фут^2; d – отрезок, отсекаемый кривой на оси ординат, г/миля; l и h – нижний и верхний пределы размера площади под автомобилем, фут^2; x – площадь под автомобилем, фут^2

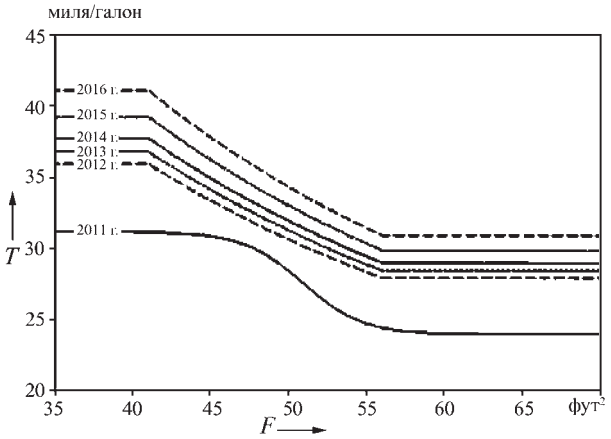


Рис. 1. Зависимость нормативной топливной экономичности легковых автомобилей от занимаемой ими площади и года выпуска

вых автомобилей, то для них эта норма составит 28,8 mpg, что в среднем по парку всех рассматриваемых АТС должно обеспечить 34,1 mpg.

Начиная с 2012 г. наряду с требованиями к топливной экономичности в США введены и ограничения на выбросы парниковых газов. Для этой цели Агентством по защите окружающей среды (EPA) разработаны соответствующие стандарты, которые гармонизированы со стандартами CAFE на топливную экономичность. Согласно им, предельно допустимые выбросы парниковых газов определяются с помощью системы уравнений (формулы № 3).

Зависимости предельного выброса парниковых газов от площади под легковым автомобилем и года его выпуска приведены на рис. 2.

Введение в действие стандартов CAFE топливной экономичности и выбросов CO_2 должно, по оценкам разработчиков этих стандартов, за период 2012–2016 гг. повысить средний уровень топливной экономичности на 14 % и на 36 % – за период 2017–2025 гг. Или по сравнению с 2011 г. – в 1,7 раза (табл. 2).

Стандарты CAFE представляют собой хорошо и глубоко проработанную систему требований, дифференцированную по классам автомобилей. Европейские требования также относятся к транспортным средствам массой до 3,5 т. Поэтому представляет интерес их сопоставление. Для этого все данные были приведены к испытательному циклу, используемому в стандарте CAFE. Результаты такого сопоставления приведены на рис. 3 (требования к топливной экономичности) и рис. 4 (требования к выбросу парниковых газов).

Как видим, жесткость стандартов США значительно меньше жесткости, принятой Европейским Союзом, и наиболее близка к японским требованиям.

В России также действуют документы, регламентирующие энергетическую эффективность. Например, распоряжение Президента РФ № 861-рп от 17.12.2009 г. "О климатической доктрине Российской Федерации". В нем предусмотрен ряд мероприятий, связанных с транспортным сектором экономики и направленных на проведение исследований и разработок в области энергоэффективности

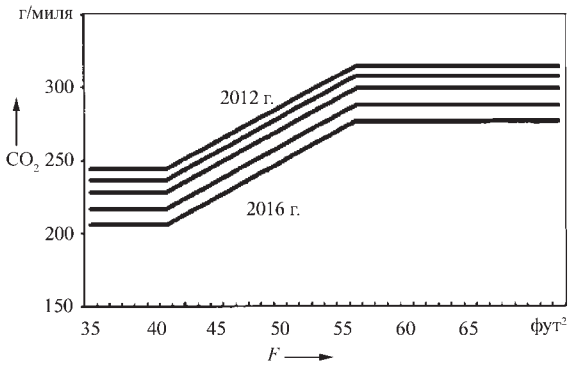


Рис. 2. Зависимость предельных выбросов парниковых газов для легковых автомобилей от занимаемой площади и года выпуска

Таблица 2

Класс автомобилей	Повышение топливной экономичности по годам, %				
	2012	2013	2014	2015	2016
Легковые	32,3	33,5	34,2	35,0	36,2
Легкие грузовые	24,5	25,1	25,9	26,7	27,5
Суммарно	28,7	29,7	30,6	31,5	32,7

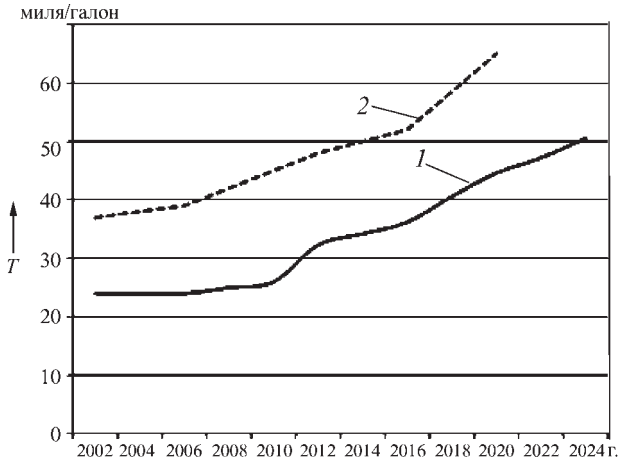


Рис. 3. Изменение американских (1) и европейских (2) требований к топливной экономичности легковых автомобилей, приведенных к испытательному циклу CAFE

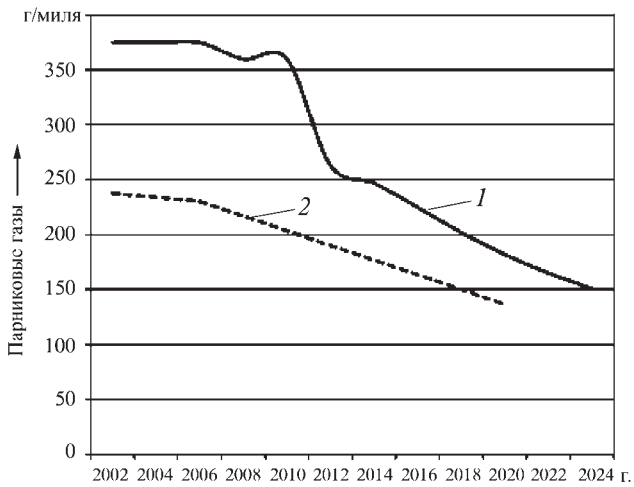


Рис. 4. Изменение американских (1) и европейских (2) требований к выбросам парниковых газов легковыми автомобилями, приведенных к испытательному циклу CAFE

и топливной экономичности автотранспортных средств, развития использования возобновляемых альтернативных топлив и источников энергии, технологий поглощения парниковых газов, а также инновационных экологически приемлемых технологий.

С 23 ноября 2009 г. вступил в силу Федеральный закон № 261-ФЗ "Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации". Согласно его статьи 14 (пункт 4, подпункт 6), целевые показатели в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности должны отражать "увеличение количества транспортных средств с высокой топливной экономичностью и (или) относящихся к высоким классам энергетической эффективности, а также увеличение количества транспортных средств, в отношении которых проведены мероприятия по энергосбережению и повышению энергетической эффективности, в том числе по замещению бензина, используемого транспортными средствами, природным газом с учетом доступности использования природного газа, близости расположения к источникам природного газа и экономической целесообразности такого замещения". 31 декабря 2009 г. принято Постановление № 1221 Правительства РФ "Об утверждении правил установления требований энергетической эффективности товаров, работ, услуг, размещение заказов на которые осуществляется для государственных или муниципальных нужд". В перечень товаров, в отношении которых устанавливаются эти требования, входят дизели и дизель-генераторы; автомобили легковые и грузовые; мотоциклы, мопеды, мотороллеры; автомобильные и мотоциклетные двигатели; тракторные дизели; двигатели сельскохозяйственных машин и комбайнов. Однако какие-либо нормы на показатели их энергоэффективности пока не установлены. Хотя соответствующие работы ведутся, причем по двум ключевым направлениям: совершенствуются конструкции транспортных средств и, в первую очередь, их энергетические установки; расширяется применение альтернативных топлив.

Выбор данных направлений вполне понятен. Если, скажем, взять первое, то хорошо известно, что в процессе преобразования энергии топлива в механическую энергию ее потери составляют 60...80 %. Кроме того, значительные ее потери связаны с процессами торможения автомобиля. То есть первоочередной задачей совершенствования энергетических установок должны быть повышение эффективности преобразования энергии топлива в полезную работу и рекуперация энергии торможения.

Решаются эти задачи за счет применения комбинированных энергетических установок (КЭУ), которые позволяют обеспечить работу ДВС на режимах с наиболее высоким КПД и осуществлять рекуперацию энергии торможения транспортного средства; использования КЭУ с возможностью зарядки аккумуляторных батарей от сети и обеспечения части дневного пробега на электрической тяге без включения ДВС; применения топливных элементов для непосредственного преобразования энергии топлива в электрическую энергию; использования электромобилей (преобразование энергии топлива в данном случае осуществляется на электростанции с более высоким КПД, чем на борту транспортного средства). И альтернативные топлива тоже могут непосредственно влиять на эффективность процессов преобразования энергии в тепловых двигателях, но, что еще более важно, применение топлив, полученных из возобновляемых ресурсов, способствует снижению потребления ископаемых топлив и существенному сокращению выбросов CO_2 в атмосферу. Причем, альтернативных топлив, в принципе, достаточно много. Это природный и сжиженный нефтяной газы, диметиловый эфир, метанол, синтетические топлива (в первую очередь дизельное), биоэтанол и его смеси с бензином, биодизельное топливо и его смеси с дизельным топливом, водород, электроэнергия.

Таким образом, из сказанного выше видно, что существует множество вариантов стратегий повышения энергетической эффективности транспортных средств. В связи с этим возникает вопрос о выборе наиболее перспективных из них для практической реализации.

Чтобы ответить на него, предлагается использовать матрицу (табл. 3), которая описывает пространство возможных сочетаний технологий преобразования энергии и альтернативных топлив.

В столбцах этой матрицы фиксируется показатель эффективности технологий, а в строках – показатель эффективности применения альтернативных топлив (в качестве показателя уровня энергетической эффективности используется выброс CO_2 на 1 км пробега автомобиля).

Таблица 3

АТС	Снижение потребления энергии, %												
	Бензин	Дизельное топливо	Природный газ	Сжиженный нефтяной газ	Метанол М90	Диметиловый эфир	Синтетическое дизельное топливо	Бензоэтанольная смесь Е10	Бензоэтанольная смесь Е85	Биодизель В20	Биодизель В100	Водород	Электроэнергия
С ДВС	100,0	– 13,9	– 19,6	– 13,7	– 2,4	– 15,9	– 7,1	– 2,2	– 34,7	– 26,9	– 72,6	– 1,3	–
С КЭУ	– 28,5	– 35,3	– 45,5	– 38,4	– 25,4	– 36,9	– 30,2	– 30,0	– 53,4	– 45,3	– 79,5	– 24,1	–
С КЭУ и подзарядкой от сети	– 33,1	– 30,7	– 47,0	– 41,3	– 26,5	– 32,2	– 26,0	– 34,4	– 51,0	– 40,0	– 72,2	– 25,4	–
С топливным элементом	– 34,4	– 30,2	– 48,3	– 41,7	– 33,3	–	–	–	– 64,5	–	–	– 42,4	–
Электромобиль	–	–	–	–	–	–	–	–	-	–	–	–	– 40,8

Оценка по данному показателю выполнена специалистами НАМИ по методике полного жизненного цикла топлива, т.е. при расчетах учитывались стадии добычи сырья (выращивания биомассы), получения топлив и их использования в энергетической установке автомобиля. Процессы производства автомобиля и его компонентов, технического обслуживания и ремонта, утилизации автомобиля не учитывались, так как они не оказывают существенного влияния на результаты этой оценки.

Все значения, приведенные в табл. 3, даны в процентах снижения выброса CO_2 за полный жизненный цикл в сравнении с базовым вариантом, в качестве которого выбран автомобиль с бензиновым ДВС.

К представленным выше результатам необходимо сделать несколько комментариев в отношении данных, использованных при оценке полного жизненного цикла.

Метанол, диметиловый эфир, синтетическое дизельное топливо и водород получены из природного газа. При этом метанол М90 представляет собой смесь 90 % метанола и 10 % бензина; в бензоэтанольных смесях Е10 и Е85 доля этанола составляет соответственно 10 и 85 %; в топливе В20 – доля биодизельного топлива равна 20 %, а дизельного топлива – 80 %. Для варианта КЭУ с подзарядкой от электрической сети принято, что 25 % дневного пробега осуществляется на электрической тяге.

Анализ матрицы технологий показывает следующее.

1. Наименьший выброс CO_2 достигается при использовании биотоплив, лучшим из которых в данном отношении является биодизельное: его использование позволяет снизить выбросы этого газа на 72...80 %.

2. В случае топлив на основе невозобновляемых ресурсов наименьший выброс CO_2 дает природный газ: выброс снижается по сравнению с бензиновым вариантом на 20...48 %.

3. Использование КЭУ снижает выброс CO_2 на 24...46 % (без учета вариантов с биотопливами), а в случае подзарядки бортовых АКБ от сети еще на 1...7 %.

4. Топливные элементы обладают наиболее высоким КПД преобразования энергии топлива и при использовании в качестве топлива водорода выброс CO_2 снижается на 42,4 %.

5. Выброс CO_2 электромобилем, если учитывать полный жизненный цикл электроэнергии, на ~41 % меньше, чем в случае бензина. То есть этот показатель превышает показатели автомобилей с КЭУ, работающих на традиционных топливах, однако он ниже, чем у комбинации "КЭУ – природный газ".

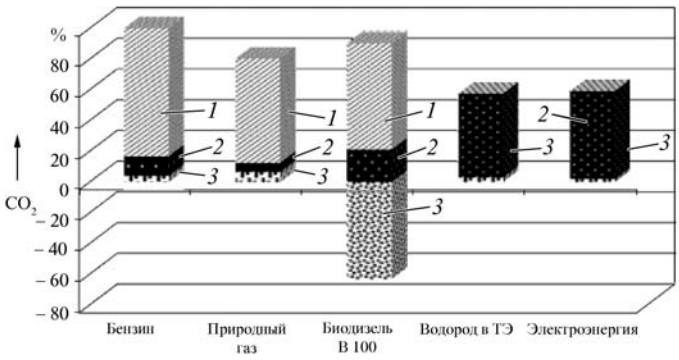


Рис. 5. Вклад различных стадий в полный жизненный цикл топлив и электроэнергии:

1 – использование топлива; *2* – его получение; *3* – добыча сырья

Представляет интерес также анализ распределения выброса CO_2 по отдельным стадиям жизненного цикла различных топлив (рис. 5): для топлив, используемых в ДВС, основная доля (более 80 %) выбросов приходится на стадию использования, а в случае топливных элементов и АКБ до 95 % – на стадию получения топлива (энергии). При использовании же биотоплива на стадии выращивания биомассы CO_2 в атмосферу не только не выделяется, а наоборот, поглощается ею из атмосферы. Поэтому значение показателя его выброса на диаграмме отрицательное.

Таким образом, анализ зарубежного законодательства в сфере регламентирования энергетической эффективности колесного транспорта показал, что в странах Европейского Союза, США и Японии разработан и реализуется значительный комплекс мер, стимулирующих расширение использования энергоэффективных транспортных средств.

Предложенный же специалистами НАМИ метод комплексной оценки матрицы вариантов использования новых технологий по энергосбережению и применению альтернативных топлив позволяет проводить сравнительный анализ различных сочетаний вариантов энергетических установок и топлив и делать вывод об их эффективности. Что в будущем даст возможность нашим производителям АТС выбирать наиболее перспективные варианты энергосберегающих технологий для автомобильного транспорта и сосредоточить на них усилия ученых и инженеров.

Компания "НПО Автомедкомплекс" представила новый автобус для перевозки людей с ограниченными возможностями ВМК АИ3044 на базе автобуса ПАЗ-3204 с автоматической коробкой передач "Аллисон", что существенно облегчает работу водителей в городских условиях.

С четвертого квартала текущего года автобусы ВМК АИ3044 будут доступны к заказу в категориях "транспорт общественного пользования – маршрутное транспортное средство", "специальное транспортное средство для перевозки детей и сопровождающих", "специальное транспортное средство для перевозки инвалидов и сопровождающих".

Автобусы агрегатируются дизельными двигателями "Камминз" и ЯМЗ экологического стандарта "Евро-4", шестиступенчатой автоматической коробкой передач "Аллисон" или пятиступенчатой механической коробкой передач "Цанрадфабрик". В зависимости от модификации, возможно размещение до 5 человек с ограниченными физическими возможностями в креслах-колясках, а общая пассажировместимость достигает 58 человек. Автобусы оборудованы автоматической аппарелью кассетного типа в задней боковой двери, дополнительной выдвижной подножкой для облегчения доступа пользователей в салон, а также кнопками вызова водителя у каждого места.

Основные преимущества автобусов семейства ПАЗ-3204 – эффективные экономические показатели эксплуатации, сбалансированный ресурс кузова и агрегатов. Разработка автобусов серии ВМК АИ3044 на базе ПАЗ-3204 стала продолжением работы компании по созданию модельного ряда автобусов для перевозки инвалидов на всех типах автобусов ПАЗ, которая ведется с 2008 г. Сегодня у потребителей появляется выбор между специальными автобусами на базе семейств автобусов ПАЗ-3205 и ПАЗ-3204 в зависимости от условий эксплуатации и особенностей региона.

Учитывая, что на данный момент автобусы ПАЗ являются самым распространенным транспортом на всей территории РФ, использование однотипных транспортных средств для перевозки лиц с ограниченными физическими возможностями позволит сократить затраты на их содержание и не потребует дополнительного переобучения персонала, а также станет эффективным решением задач по выполнению Государственной программы Российской Федерации "Доступная среда".

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Касьянов С.В., Каляшина А.В. – О вкладе "Бережливого производства" в конкурентоспособность российских предприятий . . . 1

АСМ-факты . . . 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Хортов В.П., Скворцов А.А. – Лазер как источник света для автомобильной фары . . . 6

Валишев Р.Ю. – Схемы силовых коммутаторов для систем управления электрической машиной вентильно-индукторного типа . . . 9

Балакина Е.В., Зотов Н.М., Марухин Д.А. – Положение зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью . . . 11

По следам наших публикаций

Ревин А.А. – Динамика кузова и устойчивость АТС в режиме торможения . . . 13

Комаров Ю.Я., Лемешкин А.В., Сильченков Д.Д. – О возможности компьютерного моделирования прочности нижней поперечины передней части легкового автомобиля . . . 14

Читатель предлагает

Смирнов А.В., Шелеметьев А.А. – Принцип и алгоритм рулевого управления колесным транспортным средством, основанного на рассогласовании скоростей вращения управляющих колес . . . 15

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Козловский В.Н., Строганов В.И., Заятров А.В. – Модель ремонтопригодности как инструмент прогнозирования качества и надежности легковых автомобилей . . . 19

Сергиенко Н.Е., Маренич А.Н. – Определение критических состояний здоровья водителя автомобиля . . . 21

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Мелешин В.В. – Метод определения параметров автомобиля при его выбеге . . . 24

Таланцев Н.Ф., Русаков С.В., Русаков В.С. – Эволюция развития методов измерения жесткости рессор . . . 29

Минаев А.А., Алимова О.Т., Гришанова М.С. – Литые металлокомпозиты и установка для их получения . . . 34

ИНФОРМАЦИЯ

Козлов А.В., Теренченко А.С. – Современные зарубежные требования к уровню энергетической эффективности АТС и технология их обеспечения . . . 36

Коротко о разном . . . 40

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, М.А. Григорьев, А.С. Ковригин, С.М. Круглов, Ю.А. Купеев, Г.И. Мамити, В.А. Марков, А.В. Николаенко, Э.Н. Никульников, В.И. Пашков, В.А. Сеин, Н.Т. Сорокин, А.И. Титков, В.Н. Филимонов

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 29.08.2013. Подписано в печать 22.10.2013.
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@aport.ru, avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomashin.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.