ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 8 • август • 2013

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

В сентябре 2013 года флагману белорусского машиностроения — БелАЗу исполняется 65 лет. Его история — это прежде всего история конструкторской и научно-исследовательской службы предприятия

НОВАЯ ТЕХНИКА БелАЗ: В СОДРУЖЕСТВЕ НАУКИ И ПРОИЗВОДСТВА РОЖДАЕТСЯ БУДУЩЕЕ БЕЛОРУССКОГО КАРЬЕРНОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

А.Н. ЕГОРОВ, Р.В. ЛАШКОВСКИЙ
ОАО "БелАЗ"

В 2003 г. на базе управления главного конструктора был создан научно-технический центр Белорусского автозавода. Однако история совместной работы заводских конструкторов с научными учреждениями страны к тому времени насчитывала уже более полувека. Вряд ли найдется другая область машиностроения, в которой надежность, экономичность и безопасность эксплуатации были бы столь актуальны, как при создании карьерной техники, работающей в сложных, а порой экстремальных условиях Крайнего Севера и знойного Юга. Обеспечить выполнение этих требований невозможно без проведения фундаментальных и прикладных исследований. Только внедрение новейших научно-исследовательских разработок в процесс проектирования и изготовления продукции высокого технического уровня, способной успешно конкурировать с лучшими зарубежными аналогами, позволит поднять долю мирового рынка карьерной техники с маркой БелАЗ выше 30 %.

Если обратиться к истории, то огромный объем исследовательских, экспериментальных и конструкторско-технологических работ БелАЗу удалось выполнить благодаря широкому творческому содружеству разработчиков с многими научно-исследовательскими и академическими организациями уже при создании первого семейства машин с гидромеханической трансмиссией грузоподъемностью 27 и 40 т. Среди них: НАМИ, Институт машиностроения Академии наук БССР, Институт электросварки им. Е.О. Патона, Барнаульский завод транспортного машиностроения, Ярославский моторный завод, Всесоюзный научно-исследовательский институт технической эстетики, Белорусский политехнический институт, СКБ № 3 Министерства автомобильной промышленности СССР.

Создание первого образца карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией БелАЗ-549 грузоподъемностью 75 т велось согласно программе Государственного Комитета по науке и технике СССР с участием соисполнителей по созданию комплектующих изделий, в числе которых Уральский турбомоторный завод, ВНИПТИ, завод "Динамо" (Москва), НИИ КГШ (Днепропетровск), завод "Сибстанкоэлектропривод" (Новосибирск).

Неоценимый научный вклад в разработку рамных конструкций этого самосвала внес Институт проблем надежности и долговечности машин Академии наук БССР. Данная разработка явилась перспективным направлением для дальнейшего развития карьерной техники особо большой грузоподъемности с электромеханической трансмиссией.

БелАЗ-75603

Новым этапом стало создание в 2008 г. научно-технического центра "Карьерная техника и технологии" Объединенного института машиностроения Академии Наук Республики Беларусь. Возглавил центр П.Л. Мариев, которому хорошо знакомы и конструкторские, и технологические, и производственные аспекты создания белорусских карьерных машин, так как 40 лет именно эти аспекты были главным делом в жизни сначала инженера-технолога, а на протяжении более 15 лет – генерального директора Белорусского автозавода. И получение им в составе авторского коллектива ОАО "БелАЗ" – управляющая компания холдинга "БелАЗ-холдинг" и НАН Беларуси звания лауреата Государственной премии Республики Беларусь в области науки и техники 2010 г. за разработку и постановку на производство карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией четвертого поколения стало не итогом, а скорее, очередным этапом работы по совершенствованию белорусской карьерной техники.

Сегодня основные направления совместных научных исследований научно-технического центра: развитие принципов и методов определяющих видов деятельности компании "БелАЗ" для поддержания доминирующего положения на мировом рынке карьерной техники; совершенствование конструкций и технологий выпускаемой продукции; развитие методологий расчетно-исследовательских и конструкторско-технологических работ на базе применения современного программного обеспечения компьютерной техники; разработка и совершенствование методов стендовых и полигонных исследований опытных образцов карьерной техники; создание и внедрение новых конструкционных материалов с целью получения равнопрочных и долговечных конструкций.

Из наиболее важных НИОК(Т)Р, проведенных совместно с научными организациями СНГ и внедренных в конструкцию карьерных самосвалов БелАЗ, хотелось бы отметить: методологию проектирования и создания ведущих мостов карьерных самосвалов с гидромеханической трансмиссией с выбором и оптимизацией конструкционных материалов для обеспечения гарантированного ресурса; несущие литосварные конструкции пониженной металлоемкости, а также новые технологии получения отливок, обеспечивающие высокий уровень качества изделий; методические основы выбора конструкционной стали для цементованных крупногабаритных зубчатых колес с целью обеспечения технологичности производства, оптимальной механоконструкционной равнонапряженности и равнопрочности рабочих поверхностей зубьев в процессе эксплуатации с возможностью прогнозирования их надежности и ресурса; типоразмерный ряд унифицированных электронных бортовых систем для межзаводской унификации, отраслевой стандартизации и централизованного импортозамещающего производства в Республике Беларусь; оптико-электронную систему, обеспечивающую безопасное вождение карьерных самосвалов в условиях ограниченной прозрачности атмосферы; устройство вибромониторинга редуктора мотор-колес, интегрированное в бортовую контрольно-диагностическую систему самосвала; фрикци-

БелАЗ-75570

онные материалы для многодисковых маслоохлаждаемых тормозов и технология получения тормозных дисков для карьерных самосвалов БелАЗ; состав и технологию полимерного композиционного материала, обеспечивающего повышение ресурса уплотнений пневмоцилиндров подвески самосвалов; новый конструкционный материал на основе высокопрочного чугуна для высоконагруженных крупногабаритных деталей карьерных самосвалов "БелАЗ"; технические решения для получения антифрикционных покрытий на основе модифицированных медных сплавов для высоконагруженных деталей трансмиссий карьерных самосвалов; безасбестовые фрикционные материалы для "сухих" тормозных механизмов карьерных самосвалов БелАЗ, изготовление тормозных колодок, их стендовые испытания, технологии их изготовления применительно к условиям производства на БелАЗе.

Подземный МоАЗ-75810

Все эти разработки нашли свое место во внедренных в производство новых моделях перспективной горно-добывающей техникии: карьерных самосвалах серии БелАЗ-75450 грузоподъемностью 45 т с гидромеханической трансмиссией, колесной формулой 4×2, зависимой подвеской на продольных рычагах с центральными шарнирами и однополостными пневмогидравлическими цилиндрами, ресурсом не менее 600 тыс. км пробега; карьерных самосвалах серии БелАЗ-75570 грузоподъемностью 90 т, колесной формулой 4×2, с гидромеханической трансмиссией, ресурсом не менее 600 тыс. км пробега; карьерных самосвалах серии БелАЗ-75170 грузоподъемностью 160 т, колесной формулой 4×2, с электромеханической трансмиссией "переменно-постоянного тока", ресурсом не менее 900 тыс. км пробега; карьерных самосвалах серии БелАЗ-75310 грузоподъемностью 240 т с электромеханической трансмиссией "переменно-переменного тока", ресурсом не менее 900 тыс. км пробега; карьерных самосвалах БелАЗ-75603 грузоподъемностью 360 т с электромеханической трансмиссией "переменно-переменного тока", ресурсом не менее 900 тыс. км пробега; подземных самосвалах БелАЗ-75810/75840 грузоподъемностью 50/40 т, колесной формулой 4×4, с гидромеханической трансмиссией, малотоксичным дизельным двигателем, прогрессивными техническими и эксплуатационными характеристиками для работы в стесненных условиях подземных горных выработок (шахты, туннели); погрузочно-доставочной машине МоАЗ-4055 грузоподъемностью 9 т, колесной формулой 4×4, с гидромеханической трансмиссией, малотоксичным дизельным двигателем, для работы в стесненных условиях подземных горных выработок (шахты, туннели). В частности, речь идет о несущей конструкции карьерных самосвалов, гидромеханической передаче, заднем мосте с усиленным дифференциалом, редукторах мотор-колес, рулевом управлении, кабине, подвеске, цилиндрах опрокидывающего механизма.

НТЦ определены основные направления развития карьерной и горно-добывающей техники ОАО "БелАЗ": создание и развитие производства карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией "переменно-переменного тока", обеспечивающих конкурентные преимущества на внутреннем рынке, рынках ближнего и дальнего зарубежья; создание и развитие нового импортозамещающего производства гидромеханических коробок передач современного типа и карьерных самосвалов с гидромеханическими трансмиссиями грузоподъемностью 60 и 90 т для работы в карьерах глубиной до 800 м, с максимальными продольными уклонами до 20 %; создание карьерного транспорта нового поколения большой единичной мощности для работы при продольных уклонах до 25 %; создание производства высокопроизводительных машин, соответствующих современным международным требованиям, для выполнения дорожно-строительных и строительных работ; создание и развитие производства современных погрузочно-транспортных комплексов для работ в стесненных условиях шахт и туннелей (подземных самосвалов и погрузочно-доставочных машин); создание производства карьерного транспорта повышенной экономичности с сокращенным выбросом вредных веществ в атмосферу в дизель-троллейвозном и троллейвозном исполнении; повы-

шение уровня автоматизации труда операторов большегрузных транспортных машин за счет разработки и освоения высокоинтеллектуальных систем управления, контроля и диагностики; создание и развитие производства технологического и специального транспорта для выполнения технологических работ в сфере горно-добывающей промышленности с целью комплексных поставок карьерной техники (тягачи-буксировщики, поливооросительные машины, фронтальные погрузчики, бульдозеры); создание роботизированных самоуправляемых технологических комплексов для добычи полезных ископаемых на открытых горных разработках грунта.

На протяжении нескольких десятилетий неизменными участниками ежегодно проводимых на БелАЗе международных научно-практических конференций являются представители научных учреждений стран СНГ, в числе которых Институт горного дела (Уральское отделение Российской академии наук), Научно-исследовательский и проектный институт "ЯкутНИПроалмаз", Федеральное государственное унитарное предприятие "ЦНИИчермет им. И.Б. Бардина", Криворожский технический университет, Институт горного дела им. Кунаева, Научно-производственный центр "Технология", Государственное научное учреждение "Институт порошковой металлургии", другие научные учреждения Беларуси и стран СНГ. Участники конференции ведут живой, заинтересованный разговор о путях повышения эффективности эксплуатации карьерной техники БелАЗ, совершенствовании ее конструкции, внедрении перспективных разработок горных НИИ при создании белорусской большегрузной карьерной техники.

УДК 338.47:658.5

СИСТЕМА МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА КАК ИНСТРУМЕНТ КАЧЕСТВА ПРОДУКЦИИ

А.А. СМИРНОВ
Владимирский ГУ имени А.Г. и Н.Г. Столетовых
(8.920. 622-15-21)

Приведены результаты анализа изменения уровня дефектности продукции ЗМЗ и числа удовлетворенных рекламаций на этапах внедрения системы менеджмента качества на основе стандартов ИСО 9001:2008 (ГОСТ Р ИСО 9001–2008) и ИСО ТС 16949:2009 (ГОСТ Р 51814.1–2009).

Ключевые слова: *ДВС, уровень дефектности, система менеджмента качества, PPM, ISO, рекламации.*

Smirnov A.A.

SYSTEM OF THE QUALITY OF MANAGEMENT AS INSTRUMENT OF QUALITY OF PRODUCT

An analysis of changes in the defect level of production ZMZ and number of successful claims during implementation of a quality management system based on the standards ISO 9001:2008 (GOST R ISO 9001:2008) and ISO TS 16949:2009 (GOST R 51814.1–2009) are considered.

Keywords: *internal combustion engine, the level of defects, quality management system, PPM, ISO, complaints.*

Заволжский моторный завод – крупнейший российский производитель двигателей с искровым зажиганием и запасных частей к ним: он выпускает более 80 модификаций ДВС рабочим объемом от 2,20 до 4,67 л, соответствующих современным экологическим стандартам [1]. Основные потребители этой продукции – ГАЗ, ПАЗ и УАЗ, однако определенная ее часть идет и на экспорт в страны СНГ, Юго-Восточной Азии и Латинской Америки.

Но ЗМЗ – не монополист даже на отечественном рынке: с ним конкурируют Минский и Ульяновский моторные заводы, первый из которых поставляет свои двигатели ГАЗу, а второй – УАЗу. Поэтому проблема высокого качества и надежности силовых агрегатов всегда была и остается на ЗМЗ одной из важнейших. И то, как она здесь решается, должно, по мнению автора, представлять интерес и для других предприятий автомобилестроения.

В настоящее время, как известно, существует много различных путей повышения качества выпускаемой продукции. Но одним из наиболее эффективных считается, и не без оснований, разработка и внедрение системы менеджмента качества, основанной на стандартах ИСО и функционирующей не только на производственной площадке изготовителя продукции, но и у всех его поставщиков.

В связи с этим автор решил определить, работает ли данная система на конкретных предприятиях, а если работает, то насколько успешно.

В качестве такого "подопытного" предприятия он взял Заволжский моторный завод и проанализировал его годовые отчеты за 2006–2011 гг. Взял потому, что завод имеет очень большой опыт внедрения и реализации системы качества: он начал заниматься этим еще в 1996 г. Именно тогда руководство ЗМЗ приняло решение о внедрении стандартов ИСО серии 9000. И уже в 1997 г. здесь была сертифицирована система качества литейного производства, в 1998 г. – производства подшипников скольжения, а в 2000 г. – всего производства ОАО "ЗМЗ". Затем, в 2001 г., был осуществлен переход от системы качества к системе менеджмента качества (СМК).

Эффективность созданной системы управления качеством, обеспечивающей ожидаемые требования потребителя, подтверждена в 2002 г., когда был проведен второй инспекционный аудит. То же самое показал и проведенный в 2006 г. инспекционный ее аудит, выполненный немецким органом по сертификации "ТУВ-менежмент сервис" и "Российским морским регистром судоходства" (г. Санкт-Петербург) на соответствие требованиям ГОСТ Р ИСО 9001–2001. В итоге предприятие получило "сертификат соответствия" [2].

Выводы, сделанные на основании результатов аудитов, подтверждает и информация о числе дефектов двигателей ЗМЗ. Так, в 2006 г. их число в расчете на 1 млн ДВС составило: выявленных на собственных испытательных центрах – 16 661, на автосборочных предприятиях – 1759, а число удовлетворенных рекламаций (по качеству двигателей в гарантийный период) – 27 555 шт. В 2007 г. эти цифры были следующими: 22 067, 1201 и 20 585. То есть число дефектов, выявленных внутри производства, возросло на 32,5 %, а выявленных на автосборочных предприятиях и в процессе эксплуатации, наоборот, снизилось соответственно на 31,7 и 25,3 %. Это говорит о том, что меры по повышению качества продукции, поставляемой потребителю, оказались действительно эффективными.

Причем эти меры не выходили за пределы требований стандартов ИСО и сводились к совершенствованию системы управления поставками – оперативному регулированию их объемов в зависимости от дефектности изделий, выявляемой на входном контроле, на испытательных стендах, автосборочных предприятиях и в гарантийный период (п. 7.4.1, п. 7.4.3 ГОСТ Р ИСО 9001–2001); хорошо отлаженной работе по качеству с поставщиками генераторов, стартеров, термостатов, катушек зажигания и т.д. (п. 8.4, *г*, п. 7.4.2); регулярной и своевременной отправке забракованных, зарекламированных комплектующих изделий поставщикам для исследования и принятия корректирующих мер (п. 8.3); внедрению заводской системы исследования забракованных и зарекламированных изделий (п. 8.4, *б*, *в*, п. 8.2.4, п. 8.5.2, п. 8.5.3); повышению мотивации поставщиков на разработку и внедрение мероприятий, направленных на предупреждение дефектов (рекламаций) (п. 8.5.2, п. 8.5.3); обучению поставщиков методам TPS и внедрению у них современных методов управления производства (п. 8.4, *г*).

Но ЗМЗ на перечисленном не остановился. В 2008 г. здесь была внедрена система менеджмента качества, соответствующая требованиям стандарта ИСО/ТС 16949:2002, что сразу же положительно сказалось на качестве выпускаемой продукции. Например, уровень дефектности, достигнутый в собственных испытательных центрах и на автосборочных предприятиях, в этом же году снизился почти в 2 раза и составил 11 835 и 634 дефектов в расчете на 1 млн изделий соответственно, а число удовлетворенных рекламаций – до 16 082 шт.

В 2009 г. система менеджмента ОАО "ЗМЗ" одновременно была ресертифицирована упоминавшимися выше немецким и российским органами по сертификации на соответствие требованиям международного ИСО 9001:2008 и российского ГОСТ Р ИСО 9001–2008. Кроме того, завод успешно прошел сертификацию своей системы менеджмента качества на соответствие требованиям ИСО/ТС 16 949 версии 2009 г. (ГОСТ Р 51814–2009) и с этой точки зрения стал первым российским двигателестроительным предприятием, сертифицировавшим свою систему менеджмента организации по данному стандарту. Но главное состоит в том, что благодаря внедрению этого стандарта показатели дефектности в 2009 г. относительно 2008 г. существенно выросли: число дефектов, выявленных на собственных испытательных центрах, – на 36,2 %, а на автосборочных предприятиях – на 226,7 %. То есть рост общей дефектности двигателей ЗМЗ, причиной которого стало повышение доли комплектования автомобилей двигателями экологического класса "Евро-2" с российскими узлами и агрегатами, имеющими более низкий уровень качества, чем у ранее используемых узлов и агрегатов импортного производства. Кроме того, к концу 2009 г. только 7 из 13 отечественных поставщиков ЗМЗ имели СМК, сертифицированную на соответствие ИСО 9001:2001 (из них только 3 на соответствие ИСО/ТС 16949:2002).

Поэтому и число рекламаций в этом году составило 8932 шт., что на 55,5 % меньше, чем было в 2008 г., а в 2010 г. снизился уровень выявляемой дефектности двигателей по всем позициям. В том числе выявляемых на собственных испытательных станциях – на 49 %, на автосборочных предприятиях – на 36, а предъявляемых рекламаций – на 53,8 %.

Этому во многом способствовала целенаправленная работа с поставщиками комплектующих. В частности, они стали предоставлять ЗМЗ отчеты по предотвращению несоответствий по форме 8D; у ряда из них (таких, как пензенское ООО "ПенЗА", нижегородское ООО "Совинтех-АВТО" и др.) были внедрены инженерные методы совершенствования технологических процессов и конструкции поставляемых деталей (п. 7.4.1.2 ГОСТ Р 51814–2009 [3]. Свою лепту в общие результаты внесли и 36 "кружков качества", действующих на всех производственных участках и службах ЗМЗ: экономический эффект от внедрения поданных ими предложений по улучшению качества двигателей в 2010 г. превысил 2,7 млн руб.

В результате 2011 г. показал следующее. Число дефектов, выявляемых на собственных испытательных станциях, снизилось, по сравнению с 2010 г., на 34 %, выявляемых на автосборочных предприятиях – на 42 %, а число обращений потребителей с претензиями к качеству двигателей в гарантийный период (рекламаций) – на 30 %.

Сказанное выше иллюстрируют гистограммы (рис. 1 и 2) изменения числа дефектов, приходящихся на 1 млн ДВС по этапам внедрения стандартов системы менеджмента качества. Из них видно, что на первых этапах внедрения этой системы число $N_д$ выявляемых дефектов возрастает, что, как правило, вызвано ужесточением контроля качества. Но далее, в ходе реализации методик, направленных на повышение качества продукции, и постоянное улучшение системы менеджмента показатель дефектности снижается, так как на каждом следующем этапе остается все меньше не выявленных ранее дефектов, а по выявленным принимаются меры по их устранению.

Та же картина и в отношении числа *Р* удовлетворенных рекламаций (рис. 3): оно в 2011 г. уменьшилось, по сравнению с 2006 г., в 9 раз. В связи с чем и затраты $З_р$ на выполнение гарантийного ремонта двигателей сократились в 3,5 раза (рис. 4).

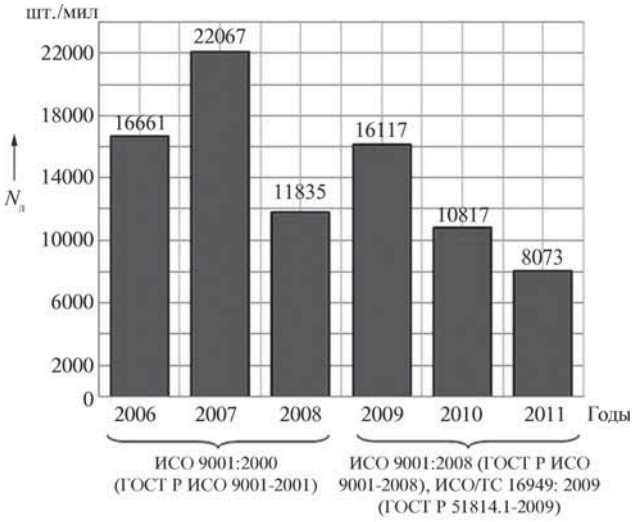


Рис. 1. Динамика уровня дефектности двигателей ЗМЗ, зафиксированная на собственных испытательных центрах в период 2006–2011 гг.

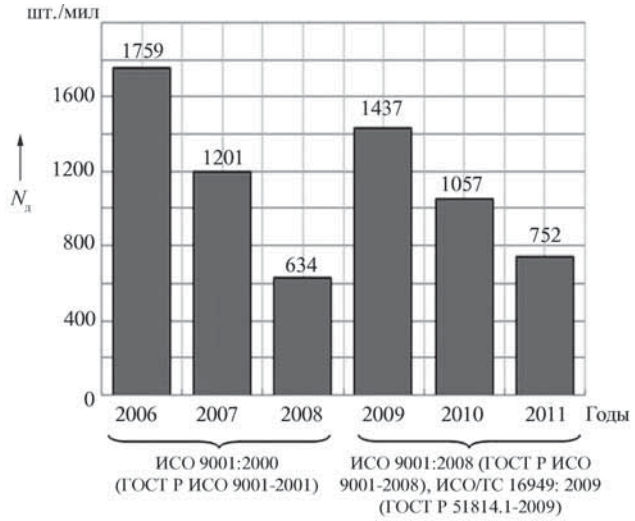


Рис. 2. Динамика уровня дефектности двигателей ЗМЗ, зафиксированная на автосборочных предприятиях в период 2006–2011 гг.

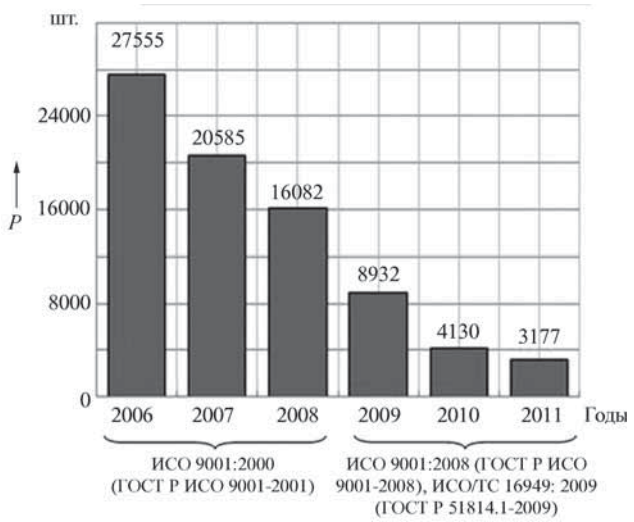


Рис. 3. Динамика удовлетворенных рекламаций за период 2006–2011 гг.

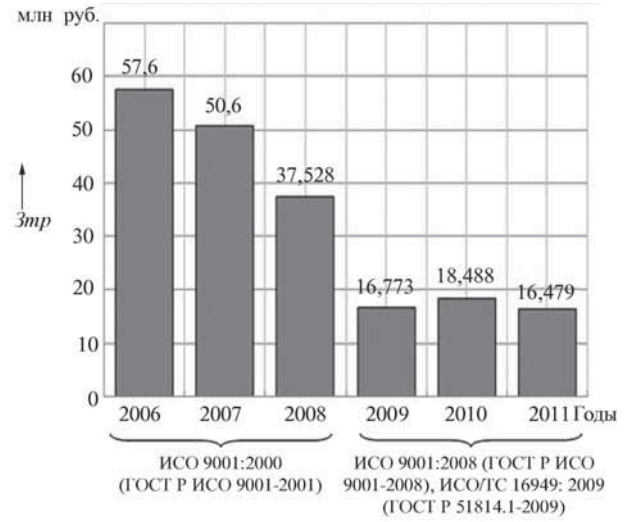


Рис. 4. Динамика выполнения гарантийного ремонта двигателей ЗМЗ за период 2006–2011 гг.

Таким образом, на основании проведенного анализа годовых отчетов ОАО "ЗМЗ" можно сделать вывод о том, что разработка и внедрение системы менеджмента качества, основанной на стандартах серии ИСО, оказали резко положительное влияние на уровень дефектности его продукции.

Но необходимо подчеркнуть, что на наиболее существенном снижении числа дефектов и предъявляемых рекламаций сказалось внедрение и функционирование стандарта ИСО/ТС 16949:2009 (ГОСТ Р 51814.1–2009), поскольку именно он предъявляет более жесткие, чем стандарт ИСО 9001:2008 (он включает 80 дополнительных подпунктов) требования. И, чтобы добиться соответствующего этому стандарту числа несоответствий в условиях производства (не более 70 шт./млн), руководство предприятия должно предпринимать действия, направленные на внедрение именно этого стандарта как на самом предприятии, так и у поставщиков. Другого просто не дано.

Литература

1. ОАО "ЗМЗ". Общая информация. 2013. [Электронный ресурс]. URL: http//www.zmz.ru/about/deneral (дата обращения 28.02.2013).
2. ОАО "ЗМЗ". Менеджмент качества. 2013. [Электронный ресурс]. URL: http:/www.zmz.ru/about/quality (дата обращения 28.02.2013).
3. ГОСТ Р 51814.1–2009. Системы менеджмента качества. Особые требования по применению ИСО 9001:2008 в автомобильной промышленности и организациях, производящих соответствующие запасные части. М.: Издательство стандартов, 2009. 34 с.

-факты

Очередной гоночный автомобиль – "Игуана G6" создан инженерно-гоночной командой Университета машиностроения (МАМИ). Новый болид получился не похожим на своих предшественников. Уменьшенный до 10 дюймов диаметр колес, гибридная рама, углепластиковый обвес, симметричный дизайн, регулируемый педальный узел, электропневматическая система переключения передач, новые аэродинамические элементы – вот далеко не весь перечень новшеств модели 2013 г. Новейшие технологии проектирования и постройки позволили поднять характеристики автомобиля на качественно новый технический уровень. Мощность двигателя осталась прежней – 62,5 кВт (85 л.с.), но при меньшей массе (220 кг) обеспечивает автомобилю более высокие динамические показатели.

"Игуана G6" был представлен специалистам и представителям прессы в июле сего года в картинг-клубе "Диксодром". Помимо автомобиля на презентации был представлен новый бренд проекта. За шесть лет участия в гоночной серии "Формула SAE" команда "Формула Студент МАМИ" смогла добиться хороших результатов, став национальным лидером и реальным конкурентом команд ведущих зарубежных технических вузов. Сегодня на смену прежнему названию "Формула Студент МАМИ" пришло новое – FDR-MAMI ("formula dream Russia"), отражающее дух проекта. Команда – это союз людей, воплощающих свою мечту о постройке российских автомобилей для мировых гонок. Руководитель Лаборатории перспективных транспортных средств вуза – Пабло Итурралде подробно рассказал гостям презентации о научных проектах, направленных на развитие инженерного потенциала студентов Университета машиностроения (МАМИ).

В ближайшее время новый болид команды FDR-MAMI будет представлен судьям немецкого этапа соревнований и пройдет динамические испытания на всемирно известной трассе "Хоккенхайм-ринг".

УДК 629.1-43

ПЕРСПЕКТИВЫ АКТИВИЗАЦИИ ПРИЦЕПНЫХ ЗВЕНЬЕВ АВТОПОЕЗДОВ С ПОМОЩЬЮ ГИДРООБЪЕМНЫХ ТРАНСМИССИЙ

Канд. техн. наук А.В. ЛЕПЕШКИН
Университет машиностроения (МАМИ)
(495. 223-05-23, доб. 1426)

Рассматриваются проблемы, связанные с разработкой методики создания "интеллектуальной" системы автоматического адаптивного управления трансмиссиями многоприводных колесных машин, а также результаты проведенного математического моделирования движения автопоезда с активизированным с помощью гидрообъемной трансмиссии прицепным звеном.

Ключевые слова: *многоприводные колесные машины, активизация прицепных звеньев автопоездов, индивидуальный привод ведущих колес, гидрообъемные трансмиссии, методика разработки САУ трансмиссии.*

Lepeshkin A.V.

PROSPECTS OF ACTUATION OF ARTICULATED TRUCK TRAILER UNITS BY HYDROSTATIC TRANSMISSIONS CONSIDERING LOSSES OF ENERGY DURING ITS OPERATION

The problems related to development methods to create the system of "intelligent" automatic adaptive transmission control for multidrive vehicles and results of mathematical modeling of semi-trailer motion with trailer are considered.

Keywords: *multidrive wheeled vehicles, actuation of trailer units of semi-trailers, individual-wheel drive, hydrostatic transmission, technics of development of automatic adaptive transmission control system.*

Специалисты Университета машиностроения (МАМИ) уже несколько лет занимаются исследованиями движения автопоездов с активизированным прицепным звеном. В частности, автор предлагаемой вниманию читателей статьи в свое время разработал математическую модель такого движения и программный комплекс (а.с. № 16710), реализующий ее. Результаты, полученные с их помощью, позволили создать новую, еще более современную модель и продолжить исследования, сделав их более глубокими. Объектом исследований так же, как и ранее, стал автопоезд-лесовоз КрАЗ-643701 6×6.2, состоящий из тягача и прицепа-роспуска ГКБ-9362, оснащенного гидрообъемной трансмиссией колес его тележки. Передние колеса тягача автопоезда – ведомые, колеса задней тележки – ведущие, приводимые традиционной механической трансмиссией со ступенчатым переключением передач. К ведущим же колесам тележки прицепного звена мощность подводится от дополнительного двигателя, установленного на прицепе с помощью гидрообъемной трансмиссии; причем этот двигатель всегда работает при постоянной частоте вращения его коленчатого вала. Управление режимами работы гидрообъемной трансмиссии, а значит, и согласование работы ведущих колес тягача и прицепа, по замыслу, должна осуществлять "интеллектуальная" система автоматического адаптивного управления (САУ).

Новая модель, с формальной точки зрения, не отличается от прежней. Однако отличия между ними есть. И главное из них состоит в том, что прежняя рассматривала автопоезд с идеальной трансмиссией, а новая позволяет учитывать потери энергии в трансмиссиях как тягача, так и прицепного звена. Поэтому, чтобы сравнить результаты по обеим моделям, исследования новой модели проводились не только на том же объекте, но и в тех же условиях эксплуатации. То есть считалось, что движение эластичных колес автопоезда осуществляется по недеформируемому основанию, по сопротивлению качению и сцеплению, соответствующему "сухому асфальту" [1]. Изменялись же условия эксплуатации путем изменения в пределах от нуля до 30 т перевозимого груза и углов (от 0 до 10°) подъема дороги. Скорости же прямолинейного движения автопоезда задавались передачей в коробке передач. (Расчет проводился для четырех значений передаточных чисел коробки передач тягача, обеспечивающих следующие значения угловых скоростей $\omega_{к2}$ вращения ведущих колес тягача – 2,24; 4,07; 7,77; 11,80 рад/с, что соответствует значениям линейных скоростей v_a, равных 1,30; 2,67; 4,52 и 6,87 м/с, или 4,68; 9,60; 16,20 и 24,50 км/ч.)

При математическом моделировании в каждом из принимаемых вариантов условий эксплуатации использовался следующий алгоритм расчета.

Определялась возможность движения автопоезда в конкретных условиях при наличии у него только одной ведущей тележки (либо у тягача, либо у прицепа) и вычислялась необходимая для этих случаев угловая скорость $\omega_{к3}$ вращения колес прицепа. Если оказывалось, что движение с одной ведущей тележкой невозможно, то определялись минимальная необходимая для этого тяга второй ведущей тележки, и также необходимая при этом угловая скорость $\omega_{к3}$ вращения колес прицепа.

На основании полученных данных рассчитывался диапазон изменения относительного передаточного отношения $i_x = \omega_{к3} / \omega_{к2}$ привода ведущих колес прицепа по отношению к ведущим колесам тягача в заданных условиях движения. (Очевидно, что в пределах этого диапазона между ведущими осями автопоезда циркуляции мощности не возникает, т.е. ни один из ведущих мостов не попадает в тормозной режим.)

Из полученного диапазона выбирался ряд значений i_x, для каждого из которых находили параметры, характеризующие соответствующие режимы работы трансмиссий и ведущих колес автопоезда. В пределах этого ряда i_x методом "золотого сечения" выделялся тот режим работы гидрообъемной трансмиссии ведущих колес прицепа, который обеспечивал максимальную эффективность автопоезда в заданных условиях его движения.

Наконец, в пределах того же диапазона значений i_x методом "деления отрезка пополам" устанавливался режим работы гидрообъемной трансмиссии ведущих колес прицепа, обеспечивающий в тех же условиях движения значение продольной составляющей усилия T_x в сцепке, равное нулю. Если же такого режима не находилось, то определялся режим, соответствующий минимальному из возможных растягивающих усилий T_x.

В итоге получались зависимости мощностей N, реализуемых при движении в различных условиях. Пример таких зависимостей для движения автопоезда с грузом 30 т на 10-градусном подъеме по сухому асфальту со скоростью 1,3 м/с (4,68 км/ч) показан на рис. 1. Изображенная на нем кривая *1* характеризует изменение мощности N_{e1}, потребляемой от двигателя тягача его трансмиссией (при отсутствии пробуксовки сцепления она больше мощности $N_{мт}$ на величину суммарных механических потерь в коробке передач, раздаточной коробке и карданной передаче тягача); кривая *2* – изменение мощности $N_{мт}$, передаваемой через механическую трансмиссию тягача на входной вал привода его ведущей тележки (складывается из мощности, реализуемой ведущими колесами тягача, и мощности механических потерь в редукторах главной передачи его ведущей тележки); кривая *3* – изменение мощности N_f сопротивления движению автопоезда, под которой понимается мощность, необходимая для буксирования рассматриваемого автопоезда с отключенными от трансмиссии колесами, т.е. работающими в ведомом режиме качения (эта мощность в исследовании рассматривается как полезная при работе движителя автопоезда); кривая *4* – изменение суммарной мощности $N_{кд}$, подводимой через трансмиссию к ведущим колесам (колесному движителю) с необходимой для обеспечения движения автопоезда скоростью (она больше мощности N_f на величину потерь, возникающих при взаимодействии ведущих колес с опорной поверхностью); кривая *5* – изменение суммарной мощности N_Σ, потребляемой трансмиссиями (она больше мощности $N_{кд}$ на величину суммарных потерь в трансмиссиях тягача и прицепа); кривая *6* – изменение мощности N_{e2}, потребляемой насосом гидрообъемной передачи от двигателя прицепа (она больше мощности $N_{гот}$ на величину потерь в трансмиссии ведущих колес прицепного звена автопоезда); кривая *7* – изменение мощности $N_{гот}$, реализуемой на валу сдвоенного гидромотора (складывается из мощности, реализуемой ведущими колесами прицепа, и мощности механических потерь в редукторах главной передачи его ведущей тележки).

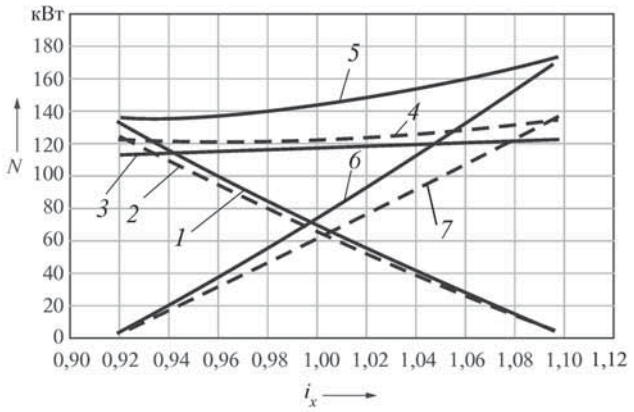


Рис. 1. Зависимость мощностей, реализуемых при движении автопоезда, от относительного передаточного отношения привода ведущих колес прицепа

Эти кривые в комментариях не нуждаются. Следует лишь заметить, что возрастание мощности N_f (кривая *3*) при увеличении i_x обусловлено ростом линейной скорости движения автопоезда в результате снижения величины буксования в пятне контакта ведущих колес тягача с опорной поверхностью из-за уменьшения величины реализуемой на них мощности (разумеется, при условии, что частота вращения ведущих колес тягача не меняется).

Зависимости, аналогичные приведенным на рис. 1, были получены при моделировании и других принятых условий эксплуатации исследуемого автопоезда.

На их основе был осуществлен поиск оптимального с энергетической точки зрения режима работы гидрообъемной трансмиссии, характеризующегося соответствующей величиной относительного передаточного отношения i_x привода ведущих колес прицепа. Для чего использовался энергетический показатель K_N эффективности преобразования мощности трансмиссией и движителем многоприводной колесной машины, который равен отношению N_f к N_Σ, т.е. $K_N = \dfrac{N_f}{N_\Sigma}$.

Кривые изменения K_N, полученные в тех же условиях, что и кривые на рис. 1, при учете и без учета потерь в гидрообъемной трансмиссии и механических элементах трансмиссий автопоезда приведены на рис. 2. Из него видно, что учет потерь в трансмиссиях автопоезда сказывается не только на величине показателя K_N, а и на положении его максимального зна-

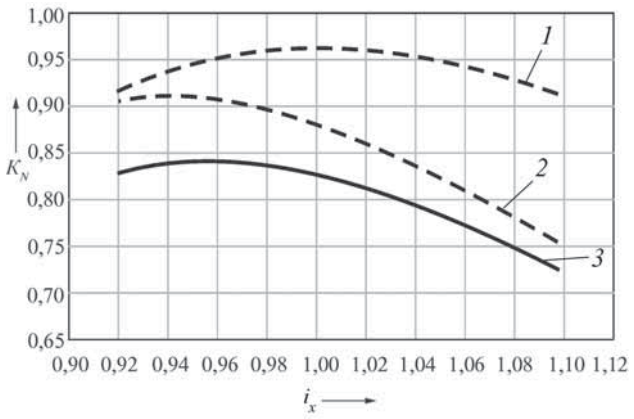


Рис. 2. Зависимость показателя K_N от параметра i_x без учета потерь в трансмиссии (1), с учетом только потерь в гидрообъемной трансмиссии (2) и с учетом потерь как в ней, так и в механических элементах трансмиссий (3)

чения. Так, для идеальной, т.е. без учета потерь, трансмиссии максимум K_N в рассматриваемых условиях движения соответствует $i_x \approx 1{,}0$, при учете потерь только в гидрообъемной трансмиссии он перемещается в область $i_x = 0{,}935$, а при учете потерь в этой трансмиссии и механических элементах трансмиссий автопоезда – в область $i_x \approx 0{,}96$. Это говорит о высокой чувствительности критерия K_N энергоэффективности к возникающим в процессе движения автопоезда потерям энергии, изменяющимся в зависимости от условий эксплуатации. Следовательно, его не только можно, но и нужно использовать при исследованиях.

Не меньший интерес представляют и рис. 3–5. На них приведены зависимости показателя K_N от относительного передаточного отношения i_x и угла α дорожного наклона при наличии и отсутствии груза (см. рис. 3); от i_x и угла α при наличии и отсутствии груза (см. рис. 4) и от i_x и скорости v_a движения автопоезда при α = 10° и массе груза, равной 30 т (см. рис. 5). Кроме того, жирными сплошными линиями соединены точки, соответствующие режимам работы автопоезда в принятых условиях с максимальным значением показателя K_N, и точки, характеризующие в рассматриваемых условиях движения автопоезда режим, при котором значение продольной составляющей T_x усилия в сцепке равно нулю.

Анализ этих рисунков позволяет сделать следующие выводы.

1. Поскольку математическое моделирование проводилось для движения автопоезда по недеформируемому основанию со сцепными свойствами, соответствующими покрытию "сухой асфальт", в большинстве случаев режимы его работы с максимальным значением показателя K_N соответствуют случаю, когда колеса прицепа находятся в ведомом режиме качения. И только когда возникает необходимость обеспечить достаточно большие значения суммарных сил тяги ведущих колес автопоезда использование гидрообъемной трансмиссии привода ведущих колес прицепа становится эффективным. Причина – достаточно высокие сцепные свойства ведущих колес тягача в рассмотренных условиях и существенно бóльшие, чем в механической трансмиссии тягача, потери в гидрообъемной трансмиссии ведущих колес прицепа.

2. Во всех рассмотренных случаях система управления гидрообъемной трансмиссией, стремящаяся обеспечить значение продольной составляющей T_x усилия в сцепке автопоезда, равное нулю, будет выбирать режим работы этой трансмиссии таким, при котором энергоэффективность автопоезда будет меньше возможной в определенных условиях экс-

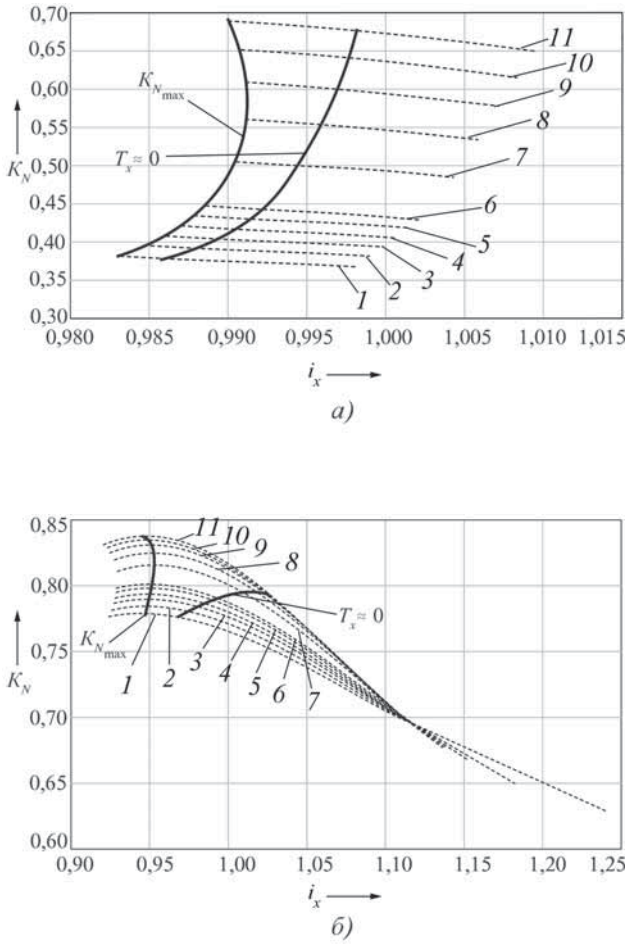
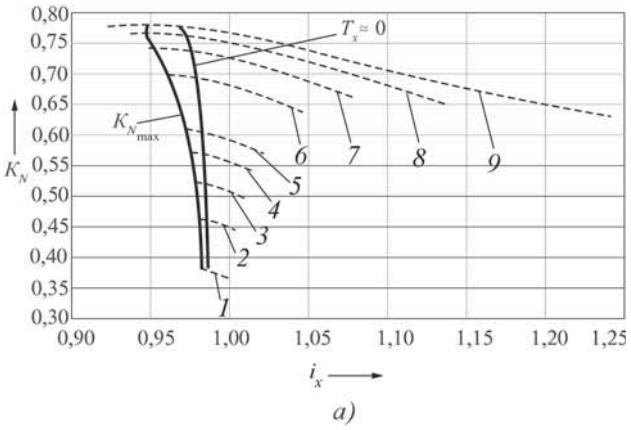


Рис. 3. Зависимость показателя K_N от относительного передаточного отношения i_x и величины перевозимого груза при движении автопоезда со скоростью 1,3 м/с на горизонтальной дороге (а) и на 10-градусном подъеме без груза и с грузом (б):

1 – без груза; *2* – $m_г$ = 1 т; *3* – $m_г$ = 2 т; *4* – $m_г$ = 3 т; *5* – $m_г$ = 4 т; *6* – $m_г$ = 5 т; *7* – $m_г$ = 10 т; *8* – $m_г$ = 15 т; *9* – $m_г$ = 20 т; *10* – $m_г$ = 25 т; *11* – $m_г$ = 30 т



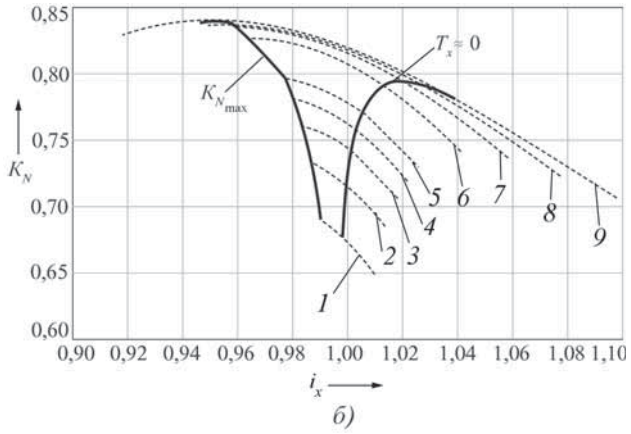


Рис. 4. Зависимость показателя K_N от относительного передаточного отношения i_x и угла подъема дороги при движении автопоезда со скоростью 1,3 м/с без груза (а) и с грузом, равным 30 т (б):

1 – α = 0; *2* – α = 0,5°; *3* – α = 1,0°; *4* – α = 1,5°; *5* – α = 2,0°; *6* – α = 4,0°; *7* – α = 6,0°; *8* – α = 8,0°; *9* – α = 10°

плуатации. Поэтому разрабатываемая "интеллектуальная" САУ основной целью управления должна ставить достижение максимальной энергоэффективности автопоезда в конкретных условиях эксплуатации автопоезда. При этом она должна иметь, исходя из требований техники безопасности, контур, ис-

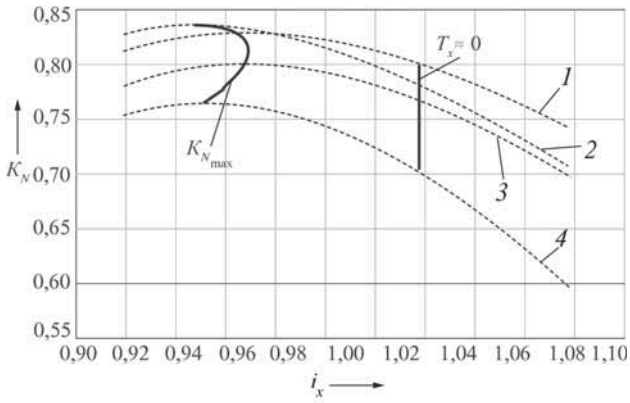


Рис. 5. Зависимость показателя K_N от относительного передаточного отношения i_x и скорости v_a движения автопоезда при α = 10° и m_a = 30 т:

1 – v_a = 1,3 м/с; *2* – v_a = 2,67 м/с; *3* – v_a = 4,52 м/с; *4* – v_a = 6,87 м/с

ключающий появление толкающих усилий в сцепке, особенно при движении автопоезда на спуске или по бездорожью.

3. Величина относительного передаточного отношения i_x привода ведущих колес прицепа, при которой в данных условиях значение продольной составляющей T_x усилия в сцепке автопоезда равно нулю, не зависит от скорости движения автопоезда.

Однако эта скорость оказывает существенное влияние на величину относительного передаточного отношения i_x, при которой в данных условиях достигается режим максимальной энергоэффективности автопоезда. Это объясняется существенными различиями в характере изменения потерь в гидрообъемной трансмиссии и механических элементах трансмиссий автопоезда при изменении скорости его движения. Что, понятно, не может не учитывать САУ.

Литература

1. Петрушов В.А., Московин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.

Вниманию авторов!

Напоминаем, направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее посредством электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

УДК 621.43

ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА ДИЗЕЛЯ С УСТРОЙСТВОМ ДЛЯ РАБОТЫ НА ТОПЛИВЕ С ПРИСАДКАМИ

Канд. техн. наук Д.В. КОЖИН, П.Ю. ЛОЩЕНОВ
Поволжский ГТУ (8.987.727-11-46)

Представлены способы и устройство дозирования присадок в топливные системы дизелей.

Ключевые слова: *топливная система, модификаторы горения, кислородный датчик, присадки, дозатор-смеситель.*

Kozin D.V., Loshonov P.Yu.

FUEL SYSTEM OF DIESEL ENGINE FOR WORK ON FUEL WITH ADDITIVES

Method and arrangement of dosing additives in fuel system of diesel are considered.

Keywords: *fuel system, modificator of burning, oxygen sensor, additives, metermixer.*

Анализ тенденций развития нефтепереработки показывает, что наиболее эффективными способами получения современных экологически чистых дизельных топлив следует считать глубокую их гидроочистку и применение различных взаимно совместимых присадок последнего поколения. Однако второй из этих способов требует больших материальных затрат, связанных с конструктивными изменениями параметров дизеля, либо изготовления сложных устройств (эмульгаторов). В связи с этим авторы сделали попытку разработать принципиально новую топливную систему с возможно более простым устройством, обеспечивающую работу дизеля на топливе с присадками. И это удалось. Была создана система, включающая (рис. 1) стандартную систему питания и устройство для подачи присадки, которое содержит дозатор-смеситель *3*, электрический погружной насос *4*, бак *5* для присадки и регулировочный винт *6*. Работает она следующим образом.

Топливо из топливного бака *10* через фильтр *9* грубой очистки поступает на вход подкачивающего насоса *8* и по магистрали низкого давления через фильтр *7* тонкой очистки подается в ТНВД (*2*) и дозатор-смеситель *3*, в который из бака *5* электрическим насосом *4* одновременно подается жидкая присадка, количество которой регулируется винтом *6*.

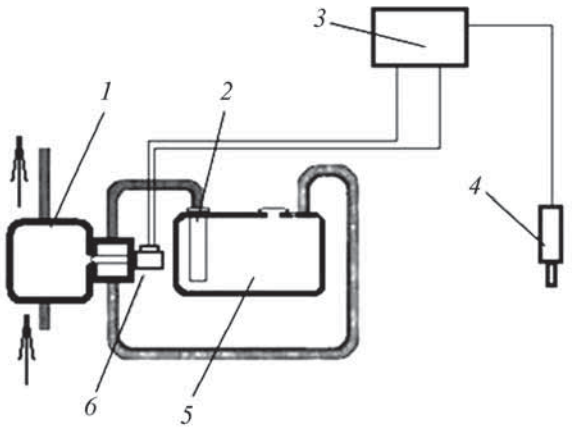


Рис 2. Электронное устройство для подачи присадки с обратной связью:
1 – дозатор-смеситель; *2* – электронасос; *3* – ЭБУ; *4* – кислородный датчик (лямбда-зонд); *5* – бак для присадки; *6* – электромагнитный клапан

Экспериментальная проверка новой системы подтвердила ее работоспособность. Вместе с тем она показала, что систему можно усовершенствовать с помощью электроники, заменив регулировочный винт механического смесителя-дозатора на управляемый электроникой электромагнитный клапан (рис. 2).

При такой замене количество подаваемой в топливо присадки будет регулироваться так.

При поступлении сигнала с кислородного датчика (лямбда-зонда) *4* на электронный блок управления *3* автоматический клапан *6* изменяет степень своего открытия, а значит, и количество присадки, подаваемой в магистраль низкого давления.

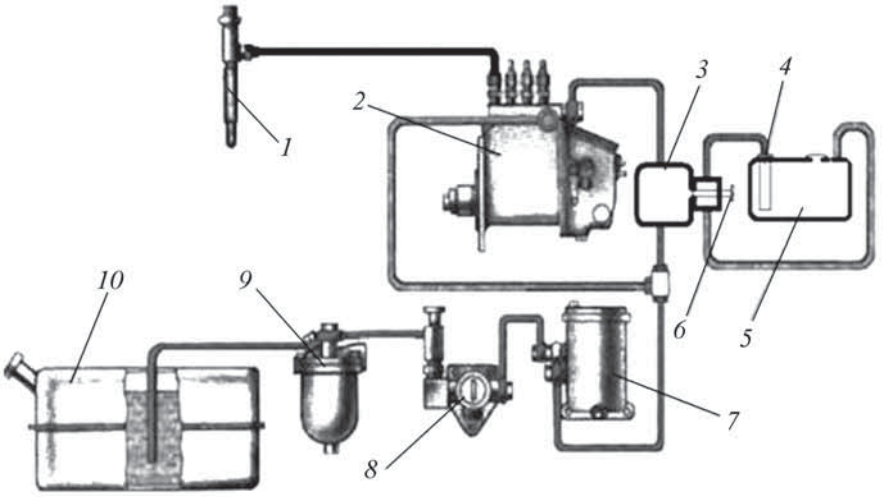


Рис. 1. Топливная система двигателей с устройством, обеспечивающим его работу на топливе с присадками:
1 – топливная форсунка; *2* – ТНВД; *3* – смеситель-дозатор; *4* – электронасос; *5* – бак для присадки; *6* – регулировочный винт; *7* – фильтр тонкой очистки топлива; *8* – подкачивающий насос; *9* – фильтр грубой очистки; *10* – топливный бак

УДК 621.226.5

ГИДРОТРАНСФОРМАТОР ДЛЯ ГМП БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Канд. техн. наук Э.П. ВЫБОРНОВ, Л.А. РУМЯНЦЕВ

Разработана конструкция гидротрансформатора с фрикционом блокировки и демпфером крутильных колебаний. Приведены характеристики гидротрансформатора и его совместной работы с двигателем.

Ключевые слова: *гидротрансформатор, фрикцион блокировки, демпфер крутильных колебаний, коэффициент трансформации, коэффициент полезного действия, активный диаметр гидротрансформатора.*

Vybornov E.P., Rumyantsev L.A.

HYDRAULIC TORQUE CONVERTER WITH LOCK CLUTCH FOR HIGH-POWER TRANSMISSION

The construction of hydraulic torque converter with lock clutch and torsional damper is developed. The characteristics of the hydraulic torque converter and the characteristic of its joint work with the engine are given.

Keywords: *hydraulic torque converter, lock clutch torsion damper, ratio of transformation, ratio of efficiency, active diameter of hydraulic torque converter.*

По предложению производителя диапазонных передач ООО "КОМ" разработана конструкция (рис. 1) гидротрансформатора (ГТМ) в сборе с фрикционом блокировки нормально-замкнутого типа, который предназначен для совместной работы с дизелем ТМТ типа 854.10 мощностью 480 кВт (650 л.с.), имеющим присоединительный фланец по ИСО-1. Разработка выполнена в соответствии с утвержденным техническим заданием на создание унифицированной диапазонной гидропередачи для автомобилей БАЗ и "Урал". Активный диаметр ГТМ при его размещении в картере, присоединяемом к фланцу двигателя в соответствии с требованиями стандарта ИСО-1, как известно, не должен превышать 440 мм. При этом ГТМ, естественно, должен обладать повышенной нагружающей способностью. Техническим заданием предусматривалось также получение максимального коэффициента трансформации K_0 (при передаточном отношении i = 0), равным 1,70...1,74, и максимального КПД – на уровне 87...88 %.

Характеристики ГТМ рассчитывались в соответствии с требованиями ТЗ с помощью специального пакета программного обеспечения, который позволил повысить точность этих расчетов благодаря переходу от традиционных методов расчета в гидравлике к методам гидродинамики решеток турбомашин и использованию результатов продувок решеток профилей, выполненных в других отраслях машиностроения.

При работе учитывалось, что для лучшей реализации зоны топливной экономичности дизеля при i = 0,3 и n = 1450 мин$^{-1}$, КПД ГТМ должен быть не менее 48 %. Этому режиму, как показали расчеты, должно соответствовать значение безразмерного коэффициента входного момента гидротрансформатора $\lambda_1 \cdot 10^3$, равное 8,9.

Полученные в ходе расчетов безразмерные характеристики спроектированного ГТМ приведены на рис. 2. Они достаточно точно соответствуют требованиям ТЗ.

На рис. 3 показаны внешняя скоростная характеристика двигателя $M_e = f(n)$, соответствующая ей приведенная к насосному колесу гидротрансформатора характеристика $M_{e1} = f(n)$, полученная с учетом отбора мощности на привод вспомогательных агрегатов (вентилятор, компрессор, электрический генератор и т.д.), а также зависимости $M_1 = f(\lambda, n)$, т.е. характеристики крутящего момента, воспринимаемого насосным колесом ГТМ, для четырех значений λ_1, соответствующих i = 0; 0,30; 0,82; 0,87.

Одновременно с расчетом рабочих характеристик гидротрансформатора были определены и осевые силы, действующие на его колеса.

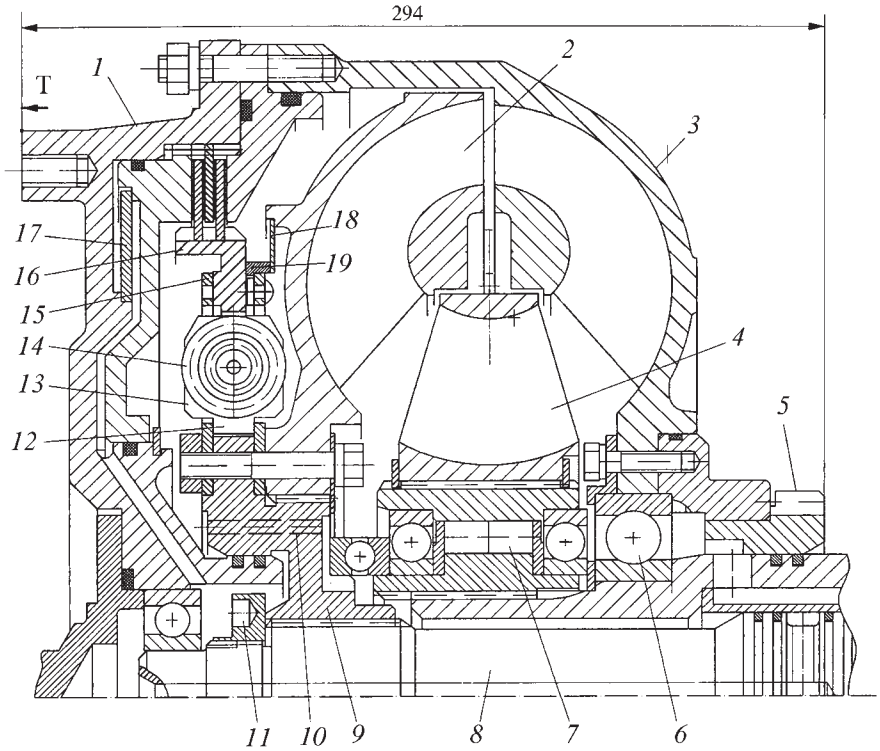


Рис. 1. Конструкция гидротрансформатора ДГП-440:
1 – фрикцион блокировки; *2* – турбинное колесо; *3* – насосное колесо; *4* – реактор; *5* – шестерня привода насосов гидропередачи и отбора мощности; *6* – опорный подшипник; *7* – муфта свободного хода; *8* – турбинный вал; *9* – ступица демпфера крутильных колебаний; *10* – разгрузочное отверстие; *11* – гайка; *12* – хвостовик; *13* – опорная пластина; *14* – пружина демпфера; *15* – ведомый диск демпфера; *16* – ведущий диск демпфера; *17*, *18* – диафрагменная пружина; *19* – фрикционное кольцо

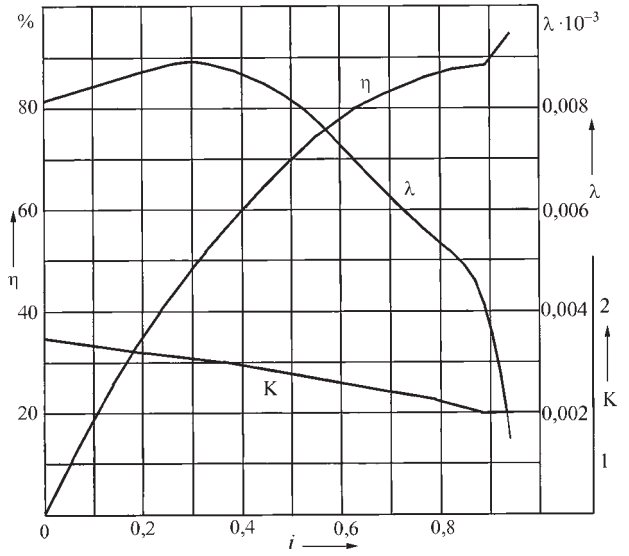


Рис. 2. Безразмерные характеристики гидротрансформатора ДГП-440

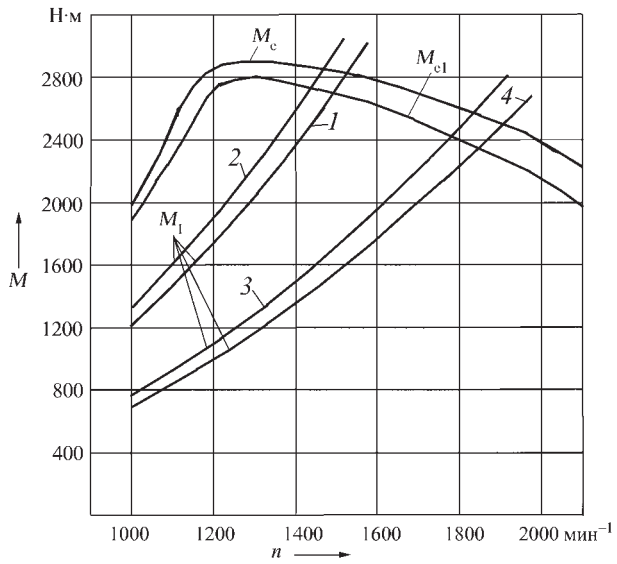


Рис. 3. Зависимость крутящих моментов $M_e = f(n)$ и $M_{e1} = f(n)$, а также $M_1 = f(\lambda, n, i)$:
1 – i = 0; 2 – i = 0,30; 3 – i = 0,82; 4 – i = 0,87

В состав разработанного гидротрансформатора (ТМА 440-483) входят литые алюминиевые насосное *3* и турбинное *2* колеса, а также реактор *4*. Первое из колес фиксируется в осевом направлении на опорном подшипнике *6*, что обеспечивает минимизацию поля допусков на торце Т, соединяемом через упругую диафрагму с коленчатым валом дизеля. С насосным колесом соединена шестерня *5* ($m = 4$, $Z = 36$) привода насосов гидропередачи и отбора мощности.

При подводимом на стоповом режиме к насосному колесу гидротрансформатора крутящем моменте $M_1 = 2634$ Н·м турбинное колесо передает крутящий момент $M_т = 4478$ Н·м. Поэтому для обеспечения надежности это колесо соединяется со ступицей *9* демпфера крутильных колебаний через шлицевое соединение с помощью болтов М10.

Разработанный гидротрансформатор с фрикционом блокировки предназначен прежде всего для диапазонной гидропередачи ДГП-440 типа WSK, поэтому фрикцион *1* блокировки – нормально-замкнутого типа, что обеспечивается с помощью диафрагменной пружины *17*, которая в рабочем состоянии сжимает два металлокерамических фрикционных диска силой 9,5...10,0 кН, вполне достаточной для торможения автомобиля на стоянках и пуска дизеля буксированием автомобиля.

После пуска дизеля при частоте вращения коленчатого вала, равной 300...400 мин$^{-1}$, в рабочей полости гидротрансформатора создается давление на уровне 0,12...0,15 МПа (1,2...1,5 кгс/см^2), что необходимо для выключения фрикциона блокировки и подготовки ГМП для движения автомобиля. Рабочее же давление в гидротрансформаторе поддерживается на уровне 0,27...0,30 МПа (2,7...3,0 кгс/см^2).

Демпфер крутильных колебаний замыкается при крутящем моменте 2950 Н·м, что на 316 Н·м превышает момент, подводимый к насосному колесу гидротрансформатора.

Пружины *14* демпфера установлены на посадочных местах опорных пластин *13*, имеющих поперечное ребро, которое входит в гнезда ведущего *16* и ведомых *15* дисков. Поэтому при работе демпфера контакт наружного диаметра пружин *14* с дисками демпфера исключается. Опорные пластины *13*, кроме того, снабжены хвостовиком *12* для установки опорных пластин *13* посередине между ведомыми дисками *15*.

Фрикционное кольцо *19* гасителя крутильных колебаний содержит центрирующий поясок, торец которого в горизонтальном направлении выступает за ведомый диск *15* и упирается в диафрагменную пружину *18* демпфера, установленную на турбинном колесе гидротрансформатора.

При сборке гидропередачи все люфты между опорным подшипником *6* и ступицей *9* демпфера выбираются гайкой *11*, имеющей цилиндрический поясок, который предназначен для стопорения ее в пазу турбинного вала *8*.

Муфта *7* свободного хода – роликовая, двухрядная (размер роликов 12×16 мм). На стоповом режиме гидротрансформатора она может передавать крутящий момент, равный 1840 Н·м.

Для уменьшения осевых сил, действующих со стороны насосного колеса на подшипник *6*, применены разгрузочные отверстия *10*, выполненные в ступице демпфера. Эти отверстия выходят в специальные радиальные пазы в ступице демпфера (на рис. 1 не показаны), которые закрыты пластиной, прижимаемой болтами демпфера к правому торцу ступицы турбинного колеса. Благодаря этому на режиме малых передаточных отношений *i* максимальные значения осевых сил на подшипнике существенно снижаются.

В настоящее время ООО "КОМ" разрабатывает технологию мелкосерийного производства нового гидротрансформатора и муфты свободного хода.

УДК 629.113:629.11.0128

ВЫБОР МАССЫ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСА

Д-р техн. наук И.М. РЯБОВ,
кандидаты техн. наук А.М. КОВАЛЕВ и К.В. ЧЕРНЫШОВ,
Т.М. РАСУЛОВ
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-66),
Махачкалинский филиал МАДИ (8722. 64-31-74)

На основе исследования влияния массы динамических гасителей колебаний колеса на его эффективность даются рекомендации по ее выбору.

Ключевые слова: *подвеска автомобиля, динамический гаситель колебаний, инерционная масса, коэффициент динамичности.*

Ryabov I.M., Kovalev A.M., Chernyshov K.V., Rasulov T.M.

CHOICE OF WEIGHT OF A DYNAMIC VIBRATION ABSORBER OF WHEEL

Based on studies of the effect of weight of a dynamic vibration absorber of wheel provides guidelines for its choosing.

Keywords: *suspension system, dynamic vibration absorber, inertial weight, dynamic factor.*

При проектировании динамического гасителя колебаний колес очень важно правильно выбрать его инерционную массу, поскольку если она большая, то ее трудно разместить в подвеске и она увеличивает массу автомобиля, а если малая, то может оказаться недостаточно эффективной для гашения колебаний колес. Между тем в публикациях единого мнения по этой проблеме нет. Одни считают, что она должна составлять ~5 % приведенной массы объекта виброзащиты, которой на автомобиле является неподрессоренная масса, другие – что ~25 %, т.е. для легкового автомобиля, например, она должна составлять от 0,5 до 2,5 % его от общей массы.

Как видим, разброс, действительно, большой. Но он, с точки зрения авторов статьи, вполне приемлемый. Дело в том, что динамический гаситель колебаний имеет не только инерционную массу, но и другие детали, которые, в зависимости от конструкции, могут увеличивать его массу до 50 %, следовательно, общее повышение массы автомобиля может составлять 0,75...3,75 %.

Зависимость виброзащитных свойств гасителя колебаний (демпфера) с оптимальным показателем $\beta_г$ затухания от величины его инерционной массы можно оценить по максимальным значениям относительной амплитуды $\frac{|a|}{\delta}$ остаточных колебаний (коэффициенту динамичности). При этом оптимальной его настройкой считается, как известно, настройка, соответствующая формуле № 1 (см. таблицу). Оптимальный же показатель $\beta_г$ затухания колебаний дает формула № 2.

При оптимальной настройке гасителя с трением амплитудно-частотная характеристика колебаний неподрессоренной массы имеет вид, показанный на рис. 1, из которого видно, что относительные амплитуды колебаний в точках А и Б равны между собой.

Построенная по формуле № 1 зависимость коэффициента $\frac{|a|}{\delta}$ динамичности колебаний неподрессоренной массы от относительной массы μ гасителя представлена на рис. 2, из которого следует: при увеличении относительной массы гасителя в рекомендуемом ($\mu = 0{,}05 \div 0{,}25$) диапазоне коэффициент $\frac{|a|}{\delta}$ динамичности снижается с 6,4 до 3,0, т.е. виброзащитные свойства повышаются в 2,13 раза. Дальнейшее же увеличение относительной массы с 0,25 до 0,50 позволяет снизить этот коэффициент лишь до 2,25, т.е. в 1,33 раза, а при $\mu > 0{,}5$ эффективность демпфера практически не улучшается.

При проектировании динамического гасителя колебаний интерес представляет также зависимость амплитуд колебаний его массы относительно неподрессоренной массы от величины μ. Для выявления этой зависимости в соответствии с расчетной схемой (рис. 3), на которой m_1, m_2, m_3 – соответственно подрессоренная масса, масса динамического гасителя колебаний и неподрессоренная масса; c_1, c_2 и c_3 – жесткости рессоры, пру-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{\lvert a\rvert}{\delta} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} = \sqrt{1 + \frac{m}{m_г}}$	$\lvert a\rvert$ – абсолютное значение амплитуды колебаний инерционной массы динамического гасителя колебаний; δ – статическая деформация упругого элемента динамического гасителя; $\mu = \frac{m_г}{m}$ – коэффициент соотношения инерционной массы $m_г$ гасителя к массе m объекта виброзащиты (неподрессоренной массе)
2	$\beta_г = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}}$	–
3	$m_1\ddot{z}_1 + k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + c_1(z_1 - z_3) = 0;$ $m_2\ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_2(z_2 - z_3) = 0;$ $m_3\ddot{z}_3 + k_3(\dot{z}_3 - \dot{q}) + c_3(z_3 - q) - k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) -$ $- c_1(z_1 - z_3) - k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - c_2(z_2 - z_3) = 0$	m_1, m_2, m_3 – соответственно подрессоренная масса, масса динамического гасителя колебаний и неподрессоренная масса; c_1, c_2 и c_3 – жесткости рессоры, пружины динамического гасителя колебаний и шины; k_1, k_2 и k_3 – коэффициенты демпфирования амортизатора автомобиля, амортизатора динамического гасителя колебаний и шины; z_1, z_2 и z_3 – перемещения подрессоренной массы, динамического гасителя колебаний и неподрессоренной массы; q – амплитуда кинематического возмущения
4	$z_{20} = q_0\sqrt{\frac{A^2 + B^2}{(\tilde{N} + D)^2 + (E - F + G)^2}}$	A, B, C, D, E, F, G – коэффициенты

№ формулы	Формула	Примечания
5	$A = \omega_{01}^2\,\omega_{02}^2\,\omega_{03}^2 - 2h_1h_2\,\omega_{03}^2\,\omega^2 - 2h_1 2h_3\,\omega_{02}^2\omega -$ $- \omega_{02}^2\omega_{03}^2\omega^2 + 2h_2 2h_3\omega^4;$ $B = 2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2\omega + h_3\,\omega_{01}^2\,\omega_{02}^2\,\omega -$ $-2h_2\omega_{03}^2\omega^3 - 2h_3\omega_{02}^2\omega^3 - 2h_1 2h_2 2h_3\omega^3;$ $C = \omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2 - (2h_1 2h_2\,\omega_{03}^2 + 2h_1 2h_3\,\omega_{02}^2 +$ $+ 2h_2 2h_3\,\omega_{01}^2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 + \ldots + \omega_{01}^2\omega_{03}^2 + \omega_{02}^2\,\omega_{03}^2 +$ $+ \omega_{01}^2\,\omega_{02}^2\mu_1 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2\mu_2)\,\omega^2;$ $D = (2h_1 2h_2 + 2h_1 2h_3 + 2h_2 2h_3 + 2h_1 2h_2\mu_1 +$ $+ 2h_1 2h_2\mu_2 + \ldots + \omega_{01}^2\mu_1 + \omega_{02}^2\mu_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 +$ $+ \omega_{03}^2)\omega^4 - \omega^6;$ $E = (2h_1\,\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + 2h_2\,\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + 2h_3\,\omega_{01}^2\,\omega_{02}^2)\omega;$ $F = (2h_1\,\omega_{02}^2\mu_1 + 2h_1\,\omega_{02}^2\mu_2 + 2h_2\,\omega_{01}^2\mu_1 +$ $+ 2h_2\omega_{01}^2\mu_2 + 2h_1\,\omega_{01}^2 + 2h_2\,\omega_{01}^2 +$ $+ 2h_1\,\omega_{03}^2 + 2h_2\,\omega_{03}^2 + 2h_3\,\omega_{01}^2 +$ $+ 2h_3\,\omega_{02}^2 + 2h_1 2h_2 2h_3)\,\omega^3;$ $G = (2h_1 + 2h_2 + 2h_3 + 2h_1\mu_1 + 2h_2\mu_2)\omega^5$	ω_{01}, ω_{02}, ω_{03} – собственная частота колебаний соответственно кузова, гасителя и колеса; h_1, h_2, h_3 – приведенные коэффициенты демпфирования колебаний соответственно кузова, гасителя и колеса; μ_1, μ_2 – соотношения массы кузова к массе колеса и массы гасителя к массе колеса
6	$\mu_1 = \frac{m_1}{m_3};\ \mu_2 = \frac{m_2}{m_3};\ \frac{k_1}{m_1} = 2h_1;$ $\frac{k_2}{m_2} = 2h_2;\ \frac{k_3}{m_3} = 2h_3;\ \frac{c_1}{m_1} = \omega_{01}^2;$ $\frac{c_2}{m_2} = \omega_{02}^2;\ \frac{c_3}{m_3} = \omega_{03}^2$	m_1, m_2, m_3 – соответственно подрессоренная масса, масса динамического гасителя колебаний и неподрессоренная масса

жины динамического гасителя колебаний и шины; k_1, k_2 и k_3 – коэффициенты демпфирования амортизатора автомобиля, амортизатора динамического гасителя колебаний и шины; z_1, z_2 и z_3 – перемещения подрессоренной массы, динамического гасителя колебаний и неподрессоренной массы; q – амплитуда кинематического возмущения со стороны профиля дороги, авторы составили систему из трех дифференциальных уравнений (формулы № 3) и получили ее частное аналитическое решение (формула № 4). Входящие же в последнюю из формул величины соответствуют формулам № 5, а значения входящих в них параметров – формулам № 6.

Полученные по формуле № 4 амплитудно-частотные характеристики при различных значениях μ приведены на рис. 4. Его анализ показывает, что при уменьшении массы гасителя снижаются не только амплитуды ее колебаний, но и собственная частота колебаний. Например, с 10 Гц при μ = 0,05 (кривая *1*) до 8 Гц при μ = 0,25 (кривая *5*).

На основании данных о максимальных амплитудах колебаний инерционной массы гасителя авторы по-

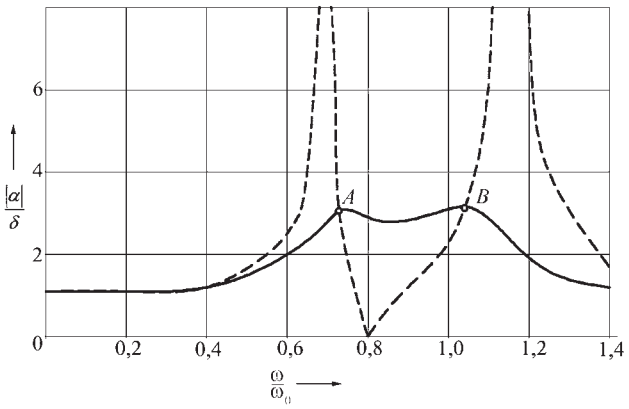


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика колебаний неподрессоренной массы подвески с динамическим гасителем колебаний, имеющем μ = 0,25

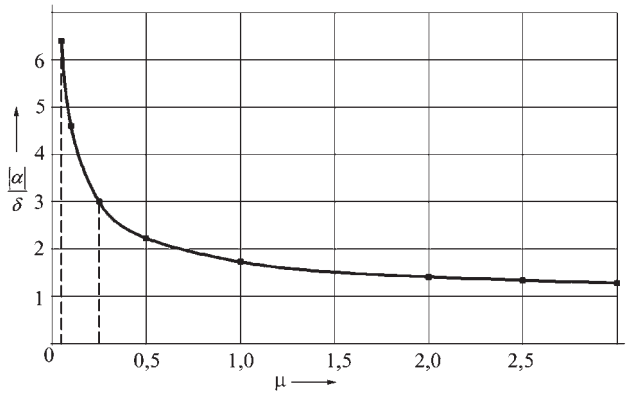


Рис. 2. Зависимость коэффициента динамичности неподрессоренной массы от относительной массы динамического гасителя в подвеске без амортизаторов

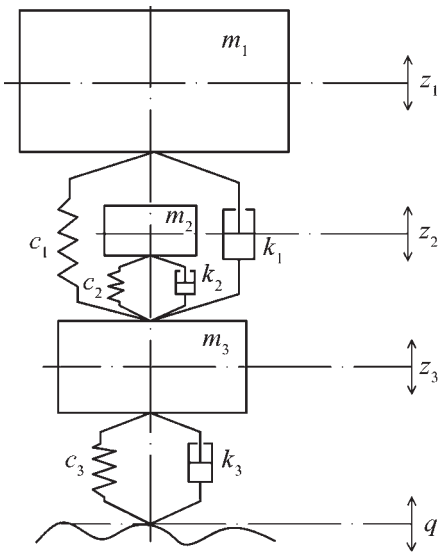


Рис. 3. Расчетная схема подвески с динамическим гасителем колебаний колес

строили зависимость коэффициента динамичности его массы от μ (рис. 5), из которого следует, что при изменении μ в рекомендуемом диапазоне, т.е. от 0,05 до 0,25 (в 5 раз), коэффициент динамичности изменяется всего лишь на 40 %. Однако и это необходимо учитывать при компоновке гасителя в подвеске.

Для обеспечения хорошей управляемости и устойчивости автомобиля при движении по неровным дорогам различных типов нужно, чтобы амплитуда колебаний колес не превосходила статическую деформацию шин, которая, в зависимости от высоты профиля, обычно составляет 10...25 мм. Данные по амплитудам колебаний, т.е. значениям среднеквадратической высоты и максимальной амплитуды неровностей различных дорог, а также рассчитанные амплитуды колебаний колес при μ = 0,25, которому соответствует коэффициент динамичности $\frac{|a|}{\delta} = 3$, приведены в табл. 2.

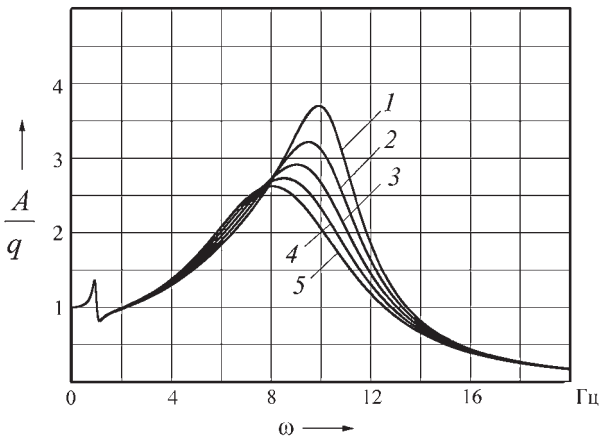


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики перемещения динамического гасителя колебаний при различных значениях μ:

1 – μ = 0,05; *2* – μ = 0,10; *3* – μ = 0,15; *4* μ = 0,20; *5* – μ = 0,25

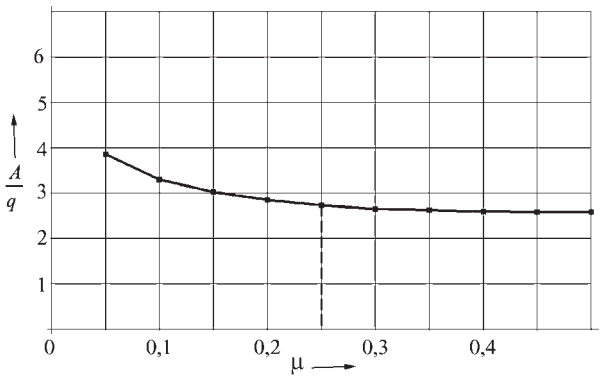


Рис. 5. Зависимость амплитуды колебаний массы гасителя от ее величины

Таблица 2

Тип дорожного покрытия	Среднеквадратическая высота неровностей, мм	Максимальная среднеквадратическая амплитуда неровности, мм	Амплитуда колебаний колес автомобиля, мм
Булыжник, удовлетворительного качества	13,5...22,4	11,2	33,6
Асфальт	8,0...12,5	6,25	18,75
Цементобетон	5,0...12,4	6,2	18,6

Сравнение приведенных в этой таблице максимальных амплитуд колебаний колес на различных дорогах со статической деформацией шин позволяют сделать следующие выводы.

1. Жесткие (низкопрофильные) шины со статической деформацией менее 15 мм не обеспечивают безотрывное движение колес на дорогах всех типов.

2. Шины со статической деформацией более 20 мм обеспечивают безотрывное движение колеса только на асфальтовом и цементобетонном покрытиях.

3. На дорогах с булыжным покрытием никакие шины безотрывное движение колеса не обеспечивают. В этом случае необходимо либо применять специальные шины, имеющие большую статическую деформацию, либо увеличивать массу динамического гасителя до μ = 0,7.

Таким образом, выбор оптимальной массы динамического гасителя колес автомобиля представляет достаточно сложную задачу, поскольку, с одной стороны, увеличение этой массы повышает его виброзащитные свойства, а с другой – увеличивает общую массу автомобиля и усложняет его компоновку в подвеске. Учитывая же существенный, более чем в 2 раза, рост виброзащитных свойств гасителя в рекомендуемом авторами научных публикаций диапазоне изменения его относительной массы от 0,05 до 0,25, значение μ менее 0,25 и более 1,0 выбирать не следует, так как это не ведет к повышению эффективности гасителя.

УДК 629.113

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ АВТОБУСА

Доктора техн. наук В.Н. КРАВЕЦ и Р.А. МУСАРСКИЙ
Нижегородский ГТУ имени Р.Е. Алексеева (831.436-03-08)

Изложены методика и результаты оптимизации параметров системы подрессоривания автобуса.

Ключевые слова: *управляемость, устойчивость, автобус, моделирование, дорожные испытания, поперечное ускорение, скорость.*

Kravets V.N., Musarsky R.A.

OPTIMIZATION OF SYSTEM PARAMETERS BUS SUSPENSION

The optimization of the system's parameters of bus suspension are presented.

Keywords: *steerability, stability, bus, simulation, road test, lateral acceleration, velocity.*

Авторы предлагаемой вниманию читателей статьи исследовали распределение вертикальных ускорений по площади салона автобуса при его движении с различными скоростями по твердой опорной поверхности. И, используя метод численного моделирования, принципы которого изложены в работе [1], получили спектральные плотности вертикальных ускорений в характерных точках подрессоренной массы этого транспортного средства (на рабочем месте водителя, на пассажирских сиденьях, в центре пола), а также распределения вертикальных ускорений по площади его пола. При этом расчеты выполнялись при различных величинах параметров системы подрессоривания – жесткостях передней (C_{p1}) и задней (C_{p2}) рессор и коэффициентов сопротивления передних (K_{a1}) и задних (K_{a2}) амортизаторов – при скоростях движения, равных 5, 15 и 25 м/с (18, 54 и 90 км/ч). Полученные таким образом материалы стали исходными данными, позволившими сформулировать и решить задачу оптимизации параметров системы подрессоривания рассматриваемого АТС на основе метода многопараметрической оптимизации [2].

В частности, при постановке задачи был выбран критерий оптимальности (целевая функция) и сформулированы критериальные и параметрические ограничения. Причем первые из этих ограничений были из стандарта ИСО 2631–78, в котором приведены допустимые средние квадратические значения вертикальных ускорений на рабочем месте водителя и на пассажирских местах при различной продолжительности воздействия вибронагрузки, а вторые – с учетом практического опыта конструирования подвесок автобусов, который говорит о том, что значения параметров C_{pi} и K_{ai} системы подрессоривания целесообразно варьировать в пределах ±30 % от их номинальных величин (см. таблицу).

Параметр	Значение параметра		
	минимальное	номинальное	максимальное
C_{p1}, кН/м	80	126,4	160
C_{p2}, кН/м	100	161,7	200
K_{a1}, кН·с/м	4	5	50
K_{a2}, кН·с/м	5	8	35

Оптимизация параметров системы подрессоривания выполнялась в четыре этапа.

На первом задавались скорость движения автобуса, номинальные значения C_{p2}, K_{a1} и K_{a2}, приведенные в таблице, и вычислялось среднее квадратическое значение вертикальных ускорений σ_z на рабочем месте водителя при изменяемых с шагом 20 кН/м значениях C_{p1} в пределах их изменений от минимального до максимального значений, тоже взятых из таблицы.

Результаты расчетов при скорости движения автобуса, равной 15 м/с (54 км/ч), приведены на рис. 1, *а*. (На нем кружочками показаны точки, полученные моделированием движения, а линиями – зависимости средних квадратических значений вертикальных ускорений σ_z от величины конструктивных параметров системы подрессоривания, аппроксимированные полиномами второго порядка.) Они примерно такие же и для других скоростей. При этом полная масса автобуса принималась равной 8640 кг, среднее квадратическое значение неровностей дороги – 0,03 м, что соответствует выбитой асфальтовой дороге.

Из рисунка следует, что с уменьшением жесткости C_{p1} рессор среднее квадратическое значение вертикальных ускорений уменьшается. Однако злоупотреблять этим нельзя: чрезмерное снижение C_{p1} может привести к изменению статического положения подрессоренной массы, что нежелательно.

На втором этапе расчеты повторяли при тех же скоростях движения, но при номинальных значениях параметров C_{p1}, K_{a1} и K_{a2} и переменных значениях C_{p2}. Их результаты представлены на рис. 1, *б*, из которого следует, что с уменьшением жесткости C_{p2} рессор среднее квадратическое значение вертикальных ускорений также уменьшается.

На третьем этапе при заданных скоростях движения, номинальных значениях параметров C_{p1}, C_{p2}, K_{a2} и переменных значениях параметра K_{a1} в пределах от минимального до максимального, взятых из таблицы, с шагом 5 кН·с/м вычислялись средние квадратические значения вертикальных ускорений. Результаты расчетов приведены на рис. 2, *а*, из которого следует, что наименьшее значение среднего квадратического значения вертикальных ускорений получено при K_{a1} = 25 кН·с/м.

На четвертом этапе расчеты повторяли при тех же скоростях движения, номинальных значениях жесткостей рессор C_{p1}, C_{p2}, оптимальном значении коэф-

Рис. 1. Зависимость средних квадратических значений вертикальных ускорений на рабочем месте водителя от жесткости рессор передней (а) и задней (б) подвесок при скорости движения автобуса, равной 15 м/с (54 км/ч):

1 – K_{a1} = 5 кН·с/м; K_{a2} = 8 кН·с/м; *2* – K_{a1} = 25 кН·с/м; K_{a2} = 20 кН·с/м

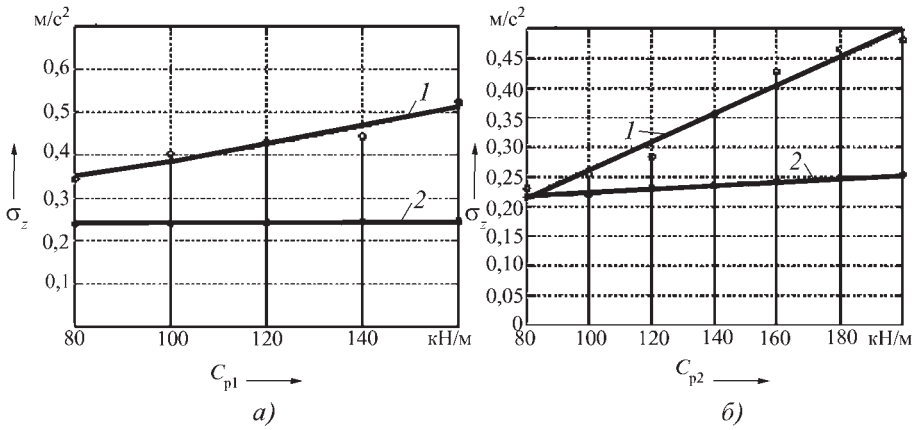
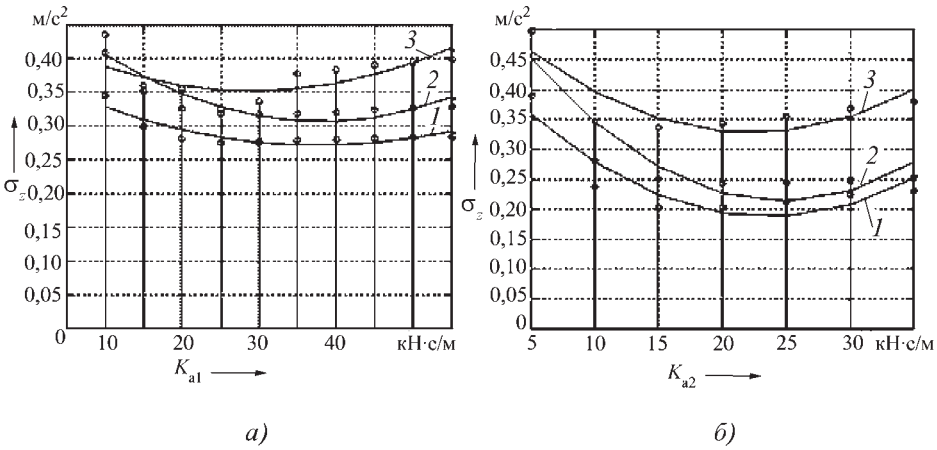


Рис. 2. Зависимость средних квадратических значений вертикальных ускорений на рабочем месте водителя от коэффициентов сопротивления амортизаторов передней (а) и задней (б) подвесок и скоростях движения автобуса:

1 – v_a = 5 м/с (15 км/ч); *2* – v_a = 15 м/с (54 км/ч); *3* – v_a = 25 м/с (90 км/ч)



фициента сопротивления передних амортизаторов (K_{a1} = 25 кН·с/м) и переменных (от 5 до 35 кН·с/м с шагом 5 кН·с/м) значениях K_{a2}. Их результаты даны на рис. 2, *б*, из которого следует, что наименьшее значение среднего квадратического значения вертикальных ускорений получено при K_{a2} = 25 кН·с/м.

Таким образом, из рис. 2 можно сделать вывод: за счет изменения коэффициентов сопротивления амортизаторов подвесок от номинальных до оптимальных значений комфортабельность поездки в автобусе можно существенно улучшить. Что позволяет снизить вероятность возникновения профессиональных болезней у водителей, т.е. увеличить продолжительность непрерывного безопасного пребывания водителя и пассажиров в движущемся автобусе.

Исследования выполнены при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках выполнения проекта по договору № 02.G25.31.0006 от 12.02.2013 г. (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 года № 218).

Литература

1. Журавлев В.Ф., Фуфаев Н.А. Механика систем с неудерживающими связями. М.: Наука, 1993. – 240 с.
2. Штойер Р. Многокритериальная оптимизация: теория, вычисления и приложения: пер. с англ. М.: Радио и связь, 1992. – 504 с.

ВНИМАНИЕ!

Оформить подписку на журнал **"АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ"** *с любого месяца можно непосредственно в "Издательстве Машиностроение"*

УДК 629.03

ВЛИЯНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ И ИЗНОСА ПРОТЕКТОРА НА КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ БОКОВОМУ УВОДУ ШИН

Кандидаты техн. наук С.И. МЕДВЕДИЦКОВ и В.Н. ЗАДВОРНОВ
Бобруйский филиал Белорусского ГЭУ (8.10375. 225-70-64-65);
НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" (8.495. 994-99-07)

Даются зависимости изменений коэффициентов сопротивления боковому уводу шин различных типоразмеров от конструкции брекера и даты выпуска шин, а также износа рисунка протектора.

Ключевые слова: *шина, коэффициент сопротивления боковому уводу, износ протектора, типоразмер, конструкция брекера, дата выпуска.*

Medveditskov S.I., Zadvornov V.N.

IMPACT OF DURABILITY AND TREAD WEAR ON THE COEFFICIENT OF RESISTANCE SIDE WITHDRAWAL OF TYRES

The relation of the rate changes resistance side withdrawal of tyres of different sizes on the design of the belt and the issue date of the tyres on the degree of wear of the tread pattern.

Keywords: *tyre, coefficients of resistance side withdrawal, tread wear, size, construction of breaker, date of issue.*

Точные расчеты автомобиля на устойчивость и управляемость без знания таких важных характеристик шин, как коэффициенты сопротивления боковому уводу невозможны, в связи с чем в отечественной и зарубежной литературе определению этого параметра в зависимости от различных факторов уделяется самое пристальное внимание. Причем наибольший практический интерес, по мнению авторов статьи, представляют исследования изменения данного коэффициента по мере износа рисунка протектора шин, а также в зависимости от их типоразмера, конструкции брекера и срока хранения (даты выпуска). Однако это направление исследований практически не нашло отражения в научных публикациях.

Специалисты ОАО "Белшина" и НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" решили восполнить этот пробел, для чего выполнили комплекс испытаний шин размерности 165R13 и 175/70R13, предназначенных для легковых АТС. При этом в качестве объектов стендовых исследований были взяты три партии шин: новые, только что сошедшие с конвейера шины 175/70R13 мод. "Бел-100" с металлокордным брекером; точно такие же, но два года пролежавшие на складе готовой продукции; шины такой же размерности мод. ZX с металлокордным брекером фирмы "Мишлен" (как эталон для сравнения).

Испытания проводились на модернизированном стенде ИМШ-3М ОАО "Белшина" (рис. 1). Он позволяет получить довольно точные результаты, поэтому на его схеме следует остановиться подробнее.

Основа модернизированного стенда, как и любого другого устройства для испытания шин, – беговой барабан *11*. Он армирован металлическими секторами, которые заполнены раствором из щебня, песка и цемента в соотношении 4:2:1. То есть структура бетонного покрытия барабана фактически аналогична структуре дорожного полотна автомобильных магистралей. Радиальная нагрузка на шины создается с помощью гидроцилиндров *8* и *14*, работающих от гидронасосных станций *7* и *15*, и передается на колеса через тензометрические датчики *9* и *13*, с помощью которых задаются величины сил нагружения. Боковые силы при уводе шин регистрируются оригинальными тензометрическими ступицами *6* и *16*.

При испытаниях колесо с испытуемой шиной *10* (см. левую часть рисунка) устанавливалось на ступицу *6* и через карданный вал *5*, редуктор *3* и предохранительную муфту *2* соединялись с электродвигателем *1*. Беговой же барабан *11* через карданный вал *17*, редуктор *19* и муфту *21* приводился в действие электродвигателем *20*. Балансирные электродвигатели *1* и *20* обоих приводов связаны с весовыми устройствами ВКМ-32 (поз. *4* и *18*) маятникового типа, предназначенными для измерения крутящего или тормозного момента, подводимого к колесу и беговому барабану. Приводы размещались на подвижных каретках *22*, что позволяло перемещать их относительно бегового барабана при настройке стенда на заданный режим испытаний и соответствующий размер шин.

Стенд работает на принципе рекуперации мощности. На нем можно одновременно испытывать две шины в одном из трех основных не-

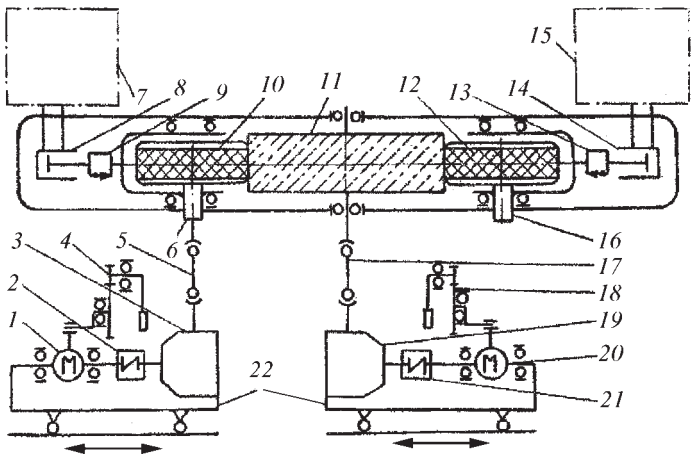


Рис. 1. Принципиальная схема модернизированного стенда ИМШ-3М:
1, *20* – балансирный электродвигатель; *2*, *21* – предохранительная муфта; *3*, *19* – редуктор; *4*, *18* – весовое устройство; *5*, *17* – карданный вал; *6*, *16* – тензометрическая ступица; *7*, *15* – гидронасосная станция; *8*, *14* – гидроцилиндр; *9*, *13* – тензометрический датчик; *10* – испытуемая шина; *11* – беговой барабан; *12* – балансирная или испытуемая шина; *22* – подвижная каретка

зависимых режимах качения колес: в ведущем и в ведомом; первая – в ведущем режиме, вторая – в тормозном; первая – в тормозном режиме, вторая – в ведомом. Имеет он и специальный привод непрерывного изменения плоскости вращения колеса относительно плоскости вращения бегового барабана. Это дает возможность имитировать качения колеса с изменяющимися углами бокового увода – от положительного его значения до отрицательного (поворот колеса вправо и влево).

Для очистки беговой дорожки барабана и шины от продуктов износа в зону контакта шины с беговым барабаном с помощью опылительной установки равномерно подавалась каолиновая пыль в количестве 450±25 г/ч.

Каждая шина перед началом измерений подвергалась обкатке пробегом 100 км при одновременном воздействии на нее нормальной нагрузки; боковой силы, изменяющейся по синусоидальному закону (поворот колеса вправо и влево на угол 1° в течение 1 мин и крутящего момента). В ходе обкатки и испытаний направление вращения шин через каждые 50 км пробега изменялось на противоположное. После обкатки измерялась остаточная высота выступов рисунка протектора в четырех равномерно расположенных по кругу сечениях.

После предварительной обкатки и износа высоты рисунка протектора на 25, 50, 75 и 100 % для каждой шины определялись зависимости боковой силы от угла увода при следующих основных режимах испытаний: радиальная нагрузка для шин 165R13 с индексами несущей способности 82 – 4021 Н (410 кгс) при внутреннем давлении воздуха 200 кПа (2 кгс/см^2), а для шин 175/70R13 с индексами несущей способности 80 – 3972 Н (405 кгс) и 200 кПа (2 кгс/см^2), скорость качения в обоих случаях – 70 км/ч, крутящий момент – 150 Н·м, угол увода при повороте колеса вправо и влево ±1°.

Результаты испытаний функциональной зависимости боковой силы от угла увода записывались с помощью двухкоординатного самописца, причем число зачетных измерений каждой шины составляло не менее 10 при повороте колеса как вправо, так и влево.

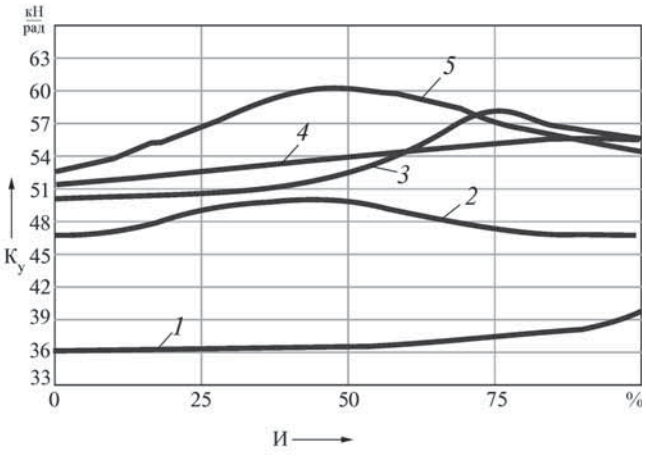


Рис. 2. Зависимость коэффициентов сопротивления боковому уводу различных шин от степени износа их протектора:

1 – шина 165R13 мод. ТТ-714 с текстильным брекером (фирмы "Континенталь"); *2* – шина 175/70R13 мод. "Бел-100" двухгодичной давности; *3* – шина 175/70R13 мод. ZX фирмы "Мишлен"; *4* – шина 165R13 мод. XZX с металлокордным брекером (фирма "Мишлен"); *5* – шина 175/70R13 мод. "Бел-100" только сошедшая с конвейера

Коэффициенты K_y сопротивления боковому уводу шин рассчитывались в соответствии с ГОСТ 17697–72 [1] по наклону линейного участка первичной диаграммы (как первая производная боковой силы колеса по углу бокового увода). Результаты измерений по каждой шине и комплекту шин усреднялись.

Далее шины в рассмотренном выше режиме нагружения изнашивали до величин остаточной глубины рисунка протектора, соответствующих 25, 50, 75 и 100%-му износу. При этом регистрировались боковая сила, стабилизирующий момент, расход каолина, скорость качения колеса, динамический радиус качения, углы увода и крутящий момент.

Результаты экспериментальных исследований различных шин приведены на рис. 2. Они свидетельствуют о том, что коэффициент K_y сопротивления боковому уводу новой шины 175/70R13 мод. "Бел-100" (кривая *5*) при 25%-м износе протектора увеличивается на 8,6 %, при 50%-м износе – на 14,3 %, а при 75- и 100 %-м износе K_y уменьшается соответственно на 5,3 и 9,1 %.

Из анализа коэффициента сопротивления боковому уводу тех же шин 175/70R13 мод. "Бел100" (кривая *2*) двухгодичной давности следует, что этот коэффициент у них изменяется так же, как и у новых шин. С той лишь разницей, что, во-первых, максимальные его значения несколько смещаются влево от максимального значения при 50%-м износе протектора новых шин. И, во-вторых, существенно меняется значение этого максимума. Что, в общем-то, вполне объяснимо: в процессе хранения шин ухудшаются физико-механические свойства протекторных резин и сцепные качества протектора. В итоге значения коэффициента сопротивления боковому уводу от степени износа шин снижаются на 12...20 %.

Характер протекания кривой для шины 175/70R13 фирмы "Мишлен" мод. ZX (кривая *3*) отличается от характера протекания кривой для шины 175/70R13 мод. "Бел-100" (кривая *5*) тем, что максимум коэффициента сопротивления боковому уводу мишленовских шин наблюдается при 75%-м износе протектора шины и составляет 17 % от начального нулевого износа. Затем он несколько уменьшается (эта разница при 100%-м износе составляет ~5,4 %). Причина состоит в том, что по мере износа шин в ведущем режиме центральная дорожка рисунка протектора как в стендовых, так и в дорожных условиях изнашивается более интенсивно, чем плечевая зона (крайние наружные дорожки). Эта разница, как показали эксперименты, может

достигать 43...52 % и ведет к изменению и перераспределению напряжений в пятне контакта шины с опорной поверхностью.

Характеры протекания зависимостей коэффициентов сопротивления боковому уводу от степени износа протектора шин 165R13 мод. XZX (кривая *4*) фирмы "Мишлен"и модели ТТ-714 (кривая *1*) фирмы "Континенталь", имеющих существенные отличия только по конструкции брекера, идентичны: с увеличением износа шин коэффициенты сопротивления боковому уводу возрастают. Отличия состоят в абсолютных значениях величин: коэффициенты сопротивления боковому уводу шин фирмы "Континенталь" существенно (на 40...48 %) ниже, чем шин фирмы "Мишлен". Причина такого расхождения очевидна: у шины фирмы "Континенталь" брекер текстильный, тогда как у шин фирмы "Мишлен" он металлокордный.

Таким образом, коэффициенты сопротивления боковому уводу шин различных типоразмеров по мере износа рисунка протектора существенно зависят от конструкции брекера и даты выпуска. И это необходимо учитывать в теоретических и практических аспектах.

Литература

1. ГОСТ 17697–72. Автомобили. Качение колес. Термины и определения.

УДК 629.083

ОЦЕНКА ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ АТС

Кандидаты техн. наук П.А. КУЛЬКО и А.П. КУЛЬКО;
В.В. ПАВЛОВ, Р.В. ЗАБОЛОТНЫЙ
Волжский ПИ филиал ВолгГТУ (8443. 39-16-62),
Волжская МУП автомобильная колонна № 1732

Рассматриваются результаты испытания АТС на серийных тормозных стендах и приводятся оценочные значения коэффициентов распределения тормозных сил на переднюю ось автобусов.

Ключевые слова: *автомобили, тормозные стенды, торможение, распределение тормозных сил на переднюю ось.*

Kulko P.A., Kulko A.P., Pavlov V.V., Zabolotnyi R.V.

ANALYSIS OF THE AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF BRACKING FORCES BETWEEN THE AUTOMOBILES' AXLES

The results of automobiles' tests on a serial brake testers are considered and values of coefficients of distribution of braking forces on the front axle have been installed are estimated.

Keywords: *automobile, brake testers, braking, distribution of brake forces on the front axel.*

Рабочая (основная) тормозная система АТС предназначена для служебного и экстремального торможения до полной его остановки. И одним из важных показателей ее действия считается [1, 3–5 и др.] коэффициент β_{0F} распределения тормозных сил на переднюю ось, подсчитываемый по формуле № 1 (табл. 1).

Дело в том, что наибольшее замедление АТС имеет место тогда, когда тормозные силы на всех его колесах одновременно достигают условия предела блокировки. Это условие зависит от величины коэффициента φ сцепления колес с дорогой, реакций R_z на них (формула № 2) и вполне определенного соотношения (формула № 3), т.е. коэффициента β_{0R} [3]. Причем эти зависимости соблюдаются для всех АТС, в том числе и автобусов, естественно. Но автобус – особое АТС: он переводит людей. В связи с чем исследование изменений коэффициентов β_{0F} и β_{0R} вопрос далеко не праздный: от этого зависит безопасность движения. Вот почему авторы и провели специальное исследование режима торможения, который, как известно, более всего влияет на коэффициент β_{0F}.

При торможении автобуса, как и любого другого двухосного АТС, нормальные нагрузки на его передние и задние мосты перераспределяются: нагрузка на передние увеличивается, а на задние – уменьшается. Следовательно, коэффициенты β_{0F} и β_{0R} в общем случае являются непрерывными случайными величинами. Но определить их можно, поскольку переменные реакции R_{z1} и R_{z2} могут быть найдены из уравнений моментов относительно центров пятна контакта колес противоположных мостов с опорной поверхностью (формулы № 4). Значит, и формула № 3 приобретает вид формулы № 5, из которой следует, что значение коэффициента β_{0F} зависит от координат b и $h_{цм}$ расположения центра масс автобуса, коэффициента φ сцепления его колеса с дорогой и его базы L.

Но возникает вопрос: а какое значение β_{0F} следует считать оптимальным?

Ответ на этот вопрос дают Правила № 13 ЕЭК ООН, в которых записано, что первыми должны достигать условия блокировки колеса переднего моста. Выполнение этих требований, считает В.П. Тарасик [3], ставит задачу обоснованного выбора значения коэффициента β_{0F}.

Но надо отметить, что о проблеме обоснованного выбора значения коэффициента β_{0F} специалисты знали задолго до разработки этих Правил.

Работают над ее решением и сейчас. Например, ей посвящены работы И.Ф. Дьякова [1] и М.А. Подригало [4] и некоторые другие. В частности, И.Ф. Дьяков с помощью математического моделирования систем, узлов и деталей рассмотрел автомобиль УАЗ-3303 при полной его загрузке и установил, что оптимальное значение коэффициента β_{0F} зависит от замедления j этого автомобиля: при j = 2 м/с^2 β_{0F} = 0,551, при j = 3 м/с^2 – 0,59, при j = 4 м/с^2 – 0,629 и при j = 5 м/с^2 – 0,668. Например, по методике [4] для "идеального легкового автомобиля" с параметрами $a = b = 1$ м, $h_{цм}$ = 0,5 м, L = 2 м, $r_к$ = 0,3 м, $m_а$ = 1000 кг по уточненной методике расчета при φ = 0,5 коэффициент β_{0F} = 0,50, а в условиях φ = 0,636, β_{0F} = 0,659.

Чтобы обеспечить значения β_{0F}, близкие к оптимальным, в состав рабочей тормозной системы АТС начали в свое время вводить регуляторы тормозных сил (как правило, лучевого типа), препятствующие опережающему блокированию задних колес. И тем самым – нарушению устойчивости и управляемости АТС при торможении. Затем с той же целью начали

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\beta_{0F} = \dfrac{F_1}{F_1 + F_2}$	F_1 – тормозная сила на колесах переднего моста; F_2 – тормозная сила на колесах заднего моста
2	$F_1 = \varphi R_{z1}$; $F_2 = \varphi R_{z2}$	φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; R_{z1} – вертикальная реакция опорной поверхности на передний мост; R_{z2} – вертикальная реакция опорной поверхности на задний мост
3	$\beta_{0R} = \dfrac{R_{z1}}{R_{z1} + R_{z2}}$	–
4	$R_{z1} = \dfrac{m_а g [b + (h_{цм} - r_к) \varphi]}{L}$	$m_а$ – масса АТС; g – ускорение свободного падения; b – расстояние от проекции центра масс АТС на его продольную ось до задней его оси; $h_{цм}$ – высота центра масс АТС; $r_к$ – радиус качения колеса; L – база АТС
5	$\beta_{0F} = \dfrac{b + (h_{цм} - r_к) \varphi}{L}$	–
6	$b = \dfrac{L}{\dfrac{m_{a2}}{m_{a1}} + 1}$	–
7	$\varphi = \dfrac{F_1 + F_2}{(m_{a1} + m_{a2}) g}$	–
8	$h = \dfrac{L\beta_{oF} - b}{\varphi} + r_к$	–
9	$\lvert j \rvert = \varphi g$	–
10	$y = kx + c$	y – координата текущего значения высоты центра масс АТС; $k = \operatorname{tg} \alpha$; α – угол наклона прямой, соответствующий данному уравнению
11	$y = 0{,}0106x - 61{,}5$	–
12	$\alpha = \operatorname{arctg} k = \operatorname{arctg} 0{,}0106 = 0{,}6°$	–
13	$\Delta = \pm \dfrac{\sigma t}{\sqrt{N}}$	σ – среднее квадратическое отклонение среднего значения β_0; t – аргумент функции Лапласа $2\,\Phi(t)$; N – число автобусов в выборке
14	$k = \dfrac{\beta_{0F}}{\beta_{0R}}$	–

применять АБС (они обязательны для автобусов), которые поддерживают равенство среднего значения тормозной силы значению силы сцепления колеса с опорной поверхностью, т.е. обеспечивают условие тормозной динамики по формулам № 2. Наконец, появились электронные тормозные системы управления (ЭТС), которые обеспечивают практически мгновенное срабатывание и отпускание тормозов, способствуют лучшему взаимодействию системы регулирования тормозного усилия и АБС. Кроме того, они выполняют такие важные функции, как контроль износа тормозных накладок (предупреждает водителя о том, что остается только 20 % от первоначальной их толщины); нивелирование разницы в износе накладок тормозных механизмов разных осей АТС; предупреждение о перегреве тормозов; включение вспомогательного тормоза, что повышает эффективность торможения; блокирование дифференциала с синхронизацией скорости вращения ведущих колес. Но какой бы рабочей тормозной системой не было оснащено АТС, ее в процессе эксплуатации необходимо проверять на исправность, т.е. диагностировать. Причем в соответствии с ГОСТ Р 51709–2001 – или на тормозных стендах, или в дорожных условиях. Но обязательно со скорости 40 км/ч. При этом АТС не должно ни одной своей частью выходить из нормативного коридора движения шириной 3 м. Кроме того, чрезвычайно важно при проверках на стендах для осей АТС с дисковыми тормозными механизмами разность тормозных сил не должна превышать 20 %, а для осей с барабанными механизмами – 25 %.

И вот эти последние цифры, 20 и 25 %, вызывают у авторов статьи некоторое сомнение. Прежде всего, с точки зрения безопасного движения автобусов в транспортном потоке. Например, испытания автобусов "Волжанин-5270" показали, что при тормозных испытаниях в дорожных условиях эти автобусы, оснащенные барабанными тормозными механизмами, при разнице в 20 % и начальной скорости 40 км/ч в снаряженном состоянии выходят из тормозного коридора шириной 3 м.

В связи с этим было принято решение провести стендовые испытания нескольких низкопольных автобусов "Волжанин-5270.06", принадлежащих Волжской автоколонне № 1732.

Привод рабочего тормоза испытываемого автобуса – пневматический, двухконтурный (I и II контуры), он приводит в действие раздельно тормоза пе-

Таблица 2

Номер автобуса	Пробег, тыс. км	Левое колесо переднего моста		Правое колесо переднего моста		Левое колесо заднего моста		Правое колесо заднего моста	
		$m_{лп}$, кг	$F_{лп}$, Н	$m_{пп}$, кг	$F_{пп}$, Н	$m_{лз}$, кг	$F_{лз}$, Н	$m_{пз}$, кг	$F_{пз}$, Н
1	109,3	2060	11 871	1812	11 841	4207	12 666	3450	16 976
2	129,2	2106	11 166	1987	10 023	4135	17 603	3375	14 623
3	152,8	1993	9616	2005	0576	4312	18 377	3302	14 394
4	157,9	2022	10 689	1850	9 437	4094	14 235	3327	13 520
5	160,0	1870	10 202	2128	10 709	4166	19 858	3108	14 086
6	172,0	2003	11 143	1880	9159	4133	16 361	3282	13 401
7	183,3	2020	12 099	1931	10 083	4103	15 705	3388	14 881
8	186,6	2123	12 149	1900	11 732	3262	16 053	3435	18 368
9	197,8	2143	13 719	1906	14 006	4298	16 868	3562	18 447
Среднее значение		2052	11 406	1933	10 396	4155	16 414	3387	15 411

реднего и заднего мостов, на которые установлены тормозные диски. Система оборудована аппаратами фирмы "Вабко" с антиблокировочной системой и электронной тормозной системой (ЭТС). Поставлена цель – разработать методику анализа действия системы автоматического регулирования тормозных сил между осями автобуса, позволяющую принимать меры по повышению безопасности его движения в транспортных потоках.

При выполнении такого рода исследований число испытуемых объектов, согласно РД 50-690–89, должно быть не менее семи. Поэтому испытаниям были подвергнуты девять автобусов. Что же касается методики испытаний на стенде, то она сводилась к следующему.

1. Определяется масса $m_а$ автобуса и массы, приходящиеся на передние ($m_{а1}$) и задние ($m_{а2}$) оси в статическом его состоянии, а также тормозные силы на передних (F_1) и задних (F_2) мостах и их сумма.

2. По формуле № 1, приведенной в работе [5], для каждого автобуса рассчитывается значение коэффициента β_{0F}.

3. По формуле № 3 для каждого автобуса рассчитывается значение коэффициента β_{0R}.

4. По формуле № 6 вычисляется расстояние b от проекции задней оси автобуса до его центра масс. При этом учитывается, что $gm_{а1}a = gm_{а2}b$ и $a + b = L$.

5. По формуле № 7 определяется значение коэффициента φ сцепления колес каждого автобуса, а по формуле № 8 – координата $h_{цм}$ их центров масс.

6. По формуле № 9 [6] вычисляется замедление j автобуса.

7. Полученные данные сводятся в таблицу.

8. По продольной OX и поперечной OY осям автобуса строится система координат и записывается, как это рекомендует автор работы [6], уравнение регрессии по средней нагрузке, проходящей через центры масс переднего и заднего мостов.

9. Определяется угол α наклона прямой (формула № 10) относительно продольной оси OX (формула № 11).

10. Оценка действия системы регулирования тормозных сил выполняется по величине коэффициента β_{0F} и по соотношению его с коэффициентом β_{0R} по формуле № 14. Тормозной динамический коэффициент k показывает действие ЭТС по увеличению тормозной силы на передних колесах АТС.

Масса снаряженного неподвижного автобуса, приходящаяся на каждое его колесо ($m_{лп}$ – левое переднее колесо, $m_{пп}$ – правое переднее колесо, $m_{лз}$ – левое заднее колесо, $m_{пз}$ – правое заднее колесо) и тормозное усилие на каждом из них (соответственно $F_{лп}$, $F_{пп}$, $F_{лз}$ и $F_{пз}$) определялись в зоне диагностики Волжской автоколонны № 1732 на стенде СТС – 10У СП-11 при скорости движения, равной 4,4 км/ч. Они приведены в табл. 2. Те же данные, а также параметры, полученные для осей автобуса по распечатке после разгона и торможения на стенде, приведены в табл. 3.

Значения рассчитанных по формуле № 1 для каждого автобуса коэффициентов β_{0F} показывают, что ЭТС выполнила регулирование и распределение тормозных сил между осями автобусов. Но с различной степенью взаимодействия с АБС, системами компенсации износа тормозных накладок и нивелирования разницы в их износе. Так, на автобусах № 3 и 5 регулирование тормозных сил произошло со сбоем работы ЭТС, поэтому значения коэффициентов β_{0F} (соответственно равные 0,37 и 0,38) оказались меньше, чем у других автобусов. Эти значения варьировались в пределах от 0,37 до 0,44, при средней величине математического ожидания $\overline{\beta}_0 = 0{,}41$, со средним квадратическим отклонением $\sigma = 0{,}023$ и коэффициентом вариации $v = 0{,}056$. Расстояния b от оси центра масс и координаты высоты $h_{цм}$ центра масс автобусов тоже изменялись: b – в значительно меньшей степени, чем $h_{цм}$. Причем у автобусов № 3 и 5 последние значительно отличаются от $h_{цм}$ остальных автобусов, что еще раз подтверждает сбой работы ЭТС.

К сказанному следует добавить одно замечание. Высота $h_{цм}$ центра масс автобусов и других АТС, к сожалению, техническими условиями не оговаривается. Поэтому в теории движения автомобиля есть та-

Таблица 3

Номер автобуса	Пробег, тыс. км	m_1, кг	m_2, кг	β_{0R}	F_1, Н	F_1, Н	$F_1 + F_2$, Н	β_{0F}	k	b, мм	$h_{цм}$, мм	φ	$\lvert j \rvert$, м/с^2
1	109,3	3874	7633	0,34	23 712	29 642	53 354	0,44	1,30	1999	1768	0,47	4,61
2	129,2	4093	7510	0,35	21 189	32 232	53 421	0,40	1,14	2099	1049	0,47	4,61
3	152,8	3998	7614	0,34	19 192	32 771	51 963	0,37	1,09	2049	783	0,46	4,51
4	157,9	3873	7421	0,34	20 126	27 755	47 881	0,42	1,24	2040	1518	0,43	4,22
5	160,0	4060	7268	0,36	20 911	33 944	54 855	0,38	1,06	2131	716	0,49	4,81
6	172,0	3944	7015	0,35	20 302	29 762	50 064	0,41	1,17	2066	1281	0,45	4,41
7	183,3	3670	7482	0,35	22 182	30 586	52 768	0,42	1,20	2055	1397	0,47	4,61
8	186,6	4023	7382	0,35	23 881	34 421	58 302	0,41	1,17	2099	1106	0,52	5,10
9	197,8	4040	7859	0,34	27 725	35 315	63 040	0,44	1,30	2023	1553	0,54	5,30

кая рекомендация: принимать ее равной радиусу $r_к$ качения колеса, умноженной на поправочный коэффициент, значение которого для бортовых грузовых автомобилей равно 2,45, а для легковых – 2,05 [7]. Однако авторы статьи, как и автор работы [2], считают, что наиболее точные значения $h_{цм}$ лучше всего получать экспериментально, с помощью устройства, поднимающего переднюю ось автобуса на определенную высоту.

Уравнение № 10 регрессии дано в общем виде. Однако для рассматриваемых автобусов его можно конкретизировать по формуле № 11. Угол же α наклона прямой дает формула № 12.

Точность Δ оценки среднего выборочного значения коэффициента $\overline{\beta}_{0F}$ можно рассчитать вероятностным методом (формула № 13). При σ = 0,023, t = = 1,96 с надежностью оценки γ = 0,95 и N = 9 величина Δ = ±0,015, а интервальное значение коэффициента $\overline{\beta}_{0F}$ составит 0,395...0,425.

Таким образом, стендовые исследования показали следующее.

1. Значения тормозных сил на левых колесах передних осей автобусов в среднем оказались на 8,85 % больше, чем на правых, а на левых колесах задних осей – больше на 6,10 %. Объяснить это можно только одним – несимметричным относительно продольной оси автобусов расположением моторно-трансмиссионной установки, сидений, топливного бака и другого оборудования. В результате нагрузки на левые колеса передних осей получаются на 5,8 % больше, чем на правые, а на левые колеса задних осей – на 18,3 % больше, чем на правые.

2. Высокий уровень эффективности действия электронной тормозной системы, ее способность перераспределять тормозные усилия по колесам, а значит, целесообразность ее применения на автобусах можно считать доказанной по следующим оценочным показателям:

– небольшой (0,37...0,44) разброс значений коэффициентов β_{0F};

– тормозной динамический коэффициент k показывает, что увеличение тормозных сил при торможении произошло на передних колесах у всех экспериментальных автобусов, что соответствует требованиям Правила № 13 ЕЭК ООН;

– регулирование неравномерности действия тормозных сил на колесах левой и правой сторон обеспечивает соответствие этой неравномерности требованиям ГОСТ Р 51709–2001.

3. Рассмотренная методика позволяет определять высоту $h_{цм}$ центра масс автобусов и расстояние b от его проекции на продольную ось до оси заднего моста.

4. Она же дает возможность рассчитать значения коэффициента φ, а значит – найти ожидаемую величину замедления j автобуса в снаряженном состоянии при его торможении и проверить, соответствует ли данное замедление требованиям ГОСТ Р 51709–2001 ($j \geq 4{,}5$ м/с^2).

5. По полученным с помощью рассмотренной выше методики значениям коэффициентов β_{0F} можно сделать вывод о надежности работы самой ЭТС (в нашем случае, как сказано выше, системы автобусов № 3 и 5 сработали со сбоями). Причем для находящихся в эксплуатации автобусов "Волжанин-527006" доверительный интервал β_{0F} = 0,395...0,425 (среднее значение $\overline{\beta}_{0F}$ = 0,41) следует считать оценочным показателем исправности ЭТС.

Литература

1. Дьяков И.Ф. Формирование математической модели, позволяющей оптимизировать тормозные системы современных автомобилей // Автомобильная промышленность. 2013. № 2. С. 15–18.
2. Кравченко В.А. Эксплуатационные свойства автомобилей: учебное пособие для вузов. Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2008. – 356 с.
3. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов. СПб.: BXB-Петербург, 2006. – 478 с.
4. Подригало М.А., Назаров В.И. Распределение тормозных сил между осями современного АТС, учитывающее фазы процесса его торможения // Автомобильная промышленность. 2012. № 7. С. 17–21.
5. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
6. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие для вузов. М.: Наука, 1977. – 479 с.
7. Мамити Г.И., Льянов М.С. Расчет тормозов автомобиля // Автомобильная промышленность. 2000. № 9. С. 17–21.

УДК 621.182.3

НОРМИРОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЬНЫМ ТРАНСПОРТОМ В УСЛОВИЯХ НЕУСТОЙЧИВЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКОВ

Кандидаты техн. наук В.В. КОМАРОВ,
Ф.В. ТУРОВСКИЙ и А.М. БАКАЛЕЙНИК
НИИАТ (495. 496-55-23)

Предлагается методика анализа данных мониторинга параметров движения и расхода топлива городскими автобусами в условиях неустойчивых транспортных потоков.

Ключевые слова: *автотранспортные средства, мониторинг, нормирование расхода топлива, неустойчивые транспортные потоки.*

Komarov V.V., Turovsky F.V., Bakaleinik A.M.

RATIONING OF FUEL CONSUMPTION BY THE MOTOR TRANSPORT IN THE CONDITIONS OF UNSTABLE TRANSPORTS STREAMS

The technique of the data analysis of monitoring of parameters of movement and fuel consumption by city buses in the conditions of unstable transport streams is offered.

Keywords: *vehicles, monitoring, fuel consumption rationing, unstable transport streams.*

По оценкам Международного энергетического агентства, внедрение новых технических и технологических решений позволит к 2030 г. сократить расход топлива автомобилями на 50 %, что даст ежегодную его экономию на уровне 0,5 млн т. Но энергоэффективность автотранспортных средств зависит не только от них самих, а и от режимов работы их двигателей, которые, в свою очередь, в значительной степени определяются характеристиками транспортных потоков.

Потоки же эти год от года становятся все более и более интенсивными, а поэтому, как следует из теории управления ими, – неустойчивыми. (Они возникают уже при загрузке дорожной сети более чем на 50 % от ее предельной пропускной способности.) Типичное проявление такой неустойчивости – дорожные заторы, которые всегда сопровождаются повышенным путевым расходом топлива. Отсюда вывод: действующую систему нормирования расхода топлива, которое установлено для беззаторного движения АТС, нужно пересматривать. Особенно для городских автобусов. И НИИАТ, ведущая научно-исследовательская организация в сфере нормирования расхода топлива автотранспортными средствами различного назначения, марок, моделей и модификаций, уже начал таким нормированием заниматься. При этом его специалисты используют два метода определения расхода топлива – расчетный и экспериментальный.

Первый из них основан на анализе математических моделей, позволяющий имитировать изменение характеристик агрегатов АТС, дорожных условий, маршрутов и режимов движения, а второй – на дорожных экспериментах.

Каждый из методов, естественно, имеет свои плюсы и минусы. Так, расчетный метод (он, кстати, одобрен Федеральной налоговой службой в 2008 г. и Минэкономразвития РФ в 2012 г.) неплохо себя зарекомендовал при расчетах базовых и транспортных норм расхода топлива АТС на типизированных маршрутах и условиях движения (городской и магистральный циклы, регулярные маршруты и т.п.) [1]. Компьютерная модель, его реализующая, позволяет также довольно точно рассчитывать индивидуальные нормы расхода топлива для условий, отличающихся от типизированных. Но "охватить" все то великое множество разнообразных факторов, от которых в реальных условиях зависит расход топлива АТС, математической моделью, к сожалению, затруднительно. Отсюда и точность расчетов оставляет желать лучшего. В итоге этот метод приходится дополнять методом экспериментальным, в форме дорожных испытаний (активный эксперимент), при которых АТС выводят из рядовой эксплуатации для выполнения контрольных измерений в заданных программой испытаний условиях движения (заезды, выбеги, ускорения и др.). Это позволяет повысить точность определения необходимых для расчета технических характеристик агрегатов и АТС в целом, а также оценить закономерности влияния условий движения на расход топлива.

Но активный эксперимент требует больших затрат времени, труда и средств. В связи с чем при разработке норм расхода топлива пассажирским транспортом в реальных условиях неустойчивых транспортных потоков специалисты НИИАТа по натурным испытаниям обратились не к активному, а к пассивному эксперименту, где ни одно условие движения не было регламентировано. Иначе говоря, данные, необходимые для расчетов, они получали, анализируя реальную эксплуатацию пассажирского транспорта.

Регламент такого метода включал три последовательных этапа работы: подготовку автобусов 10-го автопарка ГУП "Мосгортранс"; их мониторинг по заданной программе; анализ отчетных данных, полученных за период мониторинга. При этом в контрольную группу автобусов вошли те их модели, которые отвечают современным требованиям и основные технические характеристики которых (табл. 1) максимально отражают структуру конкретного автобусного парка, а также техническое состояние каждого его АТС.

Таблица 1

Параметр	Значения параметров модели автобуса						
	ЛиАЗ-525625	ЛиАЗ-6212-01	ЛиАЗ-52922	ЛиАЗ-529221	ЛиАЗ-529222	ЛиАЗ-62132	ЛиАЗ-621321
Полная масса, кг	17 336	27 500	17 700	17 700	17 700	27 000	26 700
Снаряженная масса, кг	9305	15 200	9950	9950	9950	15 750	15 730
Габаритные размеры, мм:							
длина	11 400	17 640	11 990	11 990	11 990	18 040	18 040
ширина	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
высота	3007	3007	2880	2880...2938	2938	2880	2938
Вместимость, чел.	105	160	96	91	91	145	145
Двигатель:							
тип	Четырехтактный дизель с турбонаддувом и промежуточным охлаждением надувочного воздуха						
модель	"Катерпиллер CAT 3116"		"MAH D0836LOH04"	"MAH D0836LOH56"	"MAH D0836LOH65"	"MAH D0836LOH02"	"MAH D0836LOH5"
число и расположение цилиндров	6, рядное, вертикальное						
рабочий объем, л	6,600	7,200	6,871	6,871	6,871	6,871	6,871
максимальная мощность при частоте вращения коленчатого вала мин$^{-1}$, кВт (л.с)	238 (178), 2600	302 (224), 2200	243 (180), 2400	238 (176), 2300	250 (184), 2300	278 (206), 2400	278 (206), 2300
максимальный крутящий момент при частоте вращения коленчатого вала мин$^{-1}$, Н·м (кгс·м)	820 (83,6), 1560	1166 (118,9), 1440	975 (99,4), 1300...1700	925 (94,3), 1200...1800	1000 (102), 1200...1750	1100 (112,2), 1400...1600	1100 (112,2), 1200...1800
Наличие:							
системы "Стоп–Старт"	Нет						
нейтрализатора отработавших газов	Нет			Есть		Нет	
Максимальная скорость, км/ч	70	90	85	85	90	80	80
Коробка передач:							
тип	Автоматическая						
число передач	3		6				
передаточные числа	I – 5,80 II – 1,43 III – 1,00 З.Х. – 4,41	I – 4,90 II – 1,36 III – 1,00 З.Х. – 4,26	I – 3,43 II – 2,01 III – 1,42 IV – 1,00 V – 0,83 VI – 0,59 З.Х. – 4,84				
Передаточное число главной передачи	5,44	5,44	6,21				
Размерность и марка шин	275/70 R22,5 NF-201, NR-201		275/70 R22,5 "Мишлен"				
Колесная формула, тип привода	4×2, задний	6×2, задний	4×2, задний			6×2, задний	
Экологический класс	Второй	Третий	Третий	Четвертый	Пятый	Третий	Четвертый
Год выпуска	2005		2007–2010	2011–2012	2011–2012	2008–2010	2012

За ключевые критерии, влияющие на расход топлива, принимали пять. А именно: техническая исправность и укомплектованность АТС в соответствии с нормативно-технической документацией; надлежащая обкатка его двигателя, агрегатов и шин, а также и пробег (включая обкатку) не менее 3000 км; отсутствие повреждений шин, износа их протектора более чем на 50 %, соответствие давления в них требованиям завода-изготовителя; исправность систем отопления и кондиционирования воздуха в салоне, работающих в соответствии с правилами перевозок; нагрузочные характеристики соответствуют сложившимся на маршрутах пассажиропотокам (в качестве маршрутов были взяты наиболее типичные для автопарка, а в качестве критериев выбора – их протяженность, режимы движения, плотность и скорость транспортных потоков).

Наконец, каждое выбранное для испытаний АТС контрольной группы было оснащено оборудованием для непрерывного мониторинга расхода топлива, в состав которого вошли регистраторы типа ГЛОНАСС-GPS и программное обеспечение, установленное в диспетчерской и у руководителей автобусного парка, а также в НИИАТе.

В ходе же самих испытаний (они проходили в режиме реального времени) собирали данные со следующих модулей АТС: датчиков скорости (спидометров), тахометров, клеммы ключа пуска двигателя и датчиков уровня топлива в баках. Все отчеты с полученными в соответствии с программой мониторинга данными распечатывались ежедневно. Удельный расход топлива рассчитывался за каждую рабочую смену, и это было наименьшей учетной единицей измерения.

По результатам мониторинга выполнена оценка расхода топлива в осенне-зимний (октябрь–декабрь 2012 г.) период эксплуатации автобусов. Оказалось, что ключевыми факторами, влияющими на возможность применения данных мониторинга для нормирования расходов топлива, являются случайные и систематические внеплановые изменения условий движения, манера вождения и техническое состояние АТС.

В основу анализа данных мониторинга была положена гипотеза достаточной статичности показателей расхода топлива в течение определенного периода времени в повторяющихся условиях эксплуатации. Потому что она позволяет использовать результаты статистической обработки данных по расходу топлива при решении ряда задач контроля, планирования и нормирования. Но для этих процессов управления важен правильный выбор показателей расхода топлива и контрольного периода его оценки. В связи с чем авторы вынуждены были уточнить существующую методику определения удельного расхода топлива за смену, введя в нее поправки (надбавки) в транспортные нормы городских автобусов, учитывающие неустойчивость транспортных потоков.

Рассмотрим, как это делалось.

Средние значения удельного расхода топлива, критические значения его допускаемого превышения, число их случайных выбросов за контрольный период это, очевидно, совершенно объективные критерии контроля работы АТС на маршруте. В качестве статистического инструмента для их оценки авторы использовали рекомендации работы [2], т.е. рассчитывали относительное положение этих данных (квартилей) в вариационном ряду. Причем под вариационным рядом понимали последовательность выборочных данных, упорядоченных по возрастанию. Такие квартили делят вариационный ряд на четыре равных сегмента: 25 % значений оказываются ниже первого (Q_1) квартиля, 50 % – ниже второго (Q_2), который представляет собой медиану, 75 % – ниже третьего (Q_3), 25 % – значений между третьим и верхней границей выборки. Допустимые же границы выборки оцениваются по формулам:

$$X_1 = Q_1 - k_1 (Q_3 - Q_1); \quad X_2 = Q_3 + k_1 (Q_3 - Q_1), \quad (1)$$

где X_1, X_2 – нижняя и верхняя границы выборки; $(Q_3 - Q_1)$ – межквартильный размах (мера изменчивости); $k_1 = 1{,}5$ (граница выбросов); $k_2 = 3{,}0$ (граница грубых выбросов-промахов).

Значения медианы и верхней границы удельного расхода топлива за смену приведены в табл. 2. Но наиболее нагляден для интерпретации и сравнения результатов статистического анализа показателей удельного расхода топлива по автобусам контрольной группы и маршрутам рис. 1.

Как видим, рисунок подтверждает степень асимметрии данных, число и характер выбросов и изменчивость показателей работы различных автобусов. Причем в контрольной группе особенно выделяется автобус ЛиАЗ-6212-01 № 2 (поз. 7): у него самый большой межквартильный размах, что нарушает смысловое ограничение, согласно которому нулевые и отрицательные значения удельного расхода топлива не должны находиться в диапазоне допустимых значений и умеренных выбросов.

Причина такого нарушения определилась при проверке второго смыслового ограничения: для задач нормирования расхода топлива городскими маршрутными автобусами между накопленными значениями расхода топлива и пробегом должна быть тесная линейная связь. И это подчеркивается в "методических рекомендациях" НИИАТа: связь между нормативным расходом ($Q_н$) топлива, транспортной нормой H_s автобусов, его пробегом S и поправочным коэффициентом D к норме должна соответствовать следующей линейной зависимости:

$$Q_н = 0{,}01\, H_s\, S\,(1 + 0{,}01\, D) + H_{от}\, T, \quad (2)$$

где $H_{от}$ – норма расхода топлива на работу отопителя, л; T – время работы с включенным отопителем, ч.

С учетом этих принятых в нормировании определений в качестве статистического инструмента для решения поставленной задачи был проведен регрессионный анализ парной линейной зависимости накопленного расхода топлива (зависимая переменная)

Таблица 2

Модель автобуса	Условный номер в группе	Номер основного маршрута	Медиана расхода топлива за смену, л/100 км	Допустимый предел расхода топлива за смену, л/100 км, не более	Линейный расход топлива, л/100 км	Существующая транспортная норма расхода топлива по методике НИИАТа, л/100 км	Норма, рассчитанная по модели маршрута, л/100 км	Поправочный коэффициент к транспортной норме, %	Остаток при расчете по модели, %
ЛиАЗ-529221	1	№ 3	47,7	64,6	47,1	40,0	52,0	17,7	–10,4
ЛиАЗ-529221	2	№ 223	51,4	66,5	51,1	40,0	55,4	27,8	–8,4
ЛиАЗ-6212-01	3	№ 171	55,9	106,8	63,4	49,7	69,7	33,6	–4,9
ЛиАЗ-6212-01 (гаражный номер 10252)	4	№ 171	67,5	87,0	66,4	49,7	69,7	27,6	–4,7
ЛиАЗ-62132	5	№ 3	74,8	119,6	72,3	54,9	72,2	31,7	0
ЛиАЗ-62132	6	№ 223	64,4	94,7	61,5	54,9	74,6	12,0	–21,3
В целом по контрольной группе					361,80	289,20	393,60	25,06	–8,08

от накопленного пробега (независимая переменная) с нулевым свободным членом [3].

Выполненная в соответствии с ним проверка такой линейной аппроксимации показала (рис. 2), что аппроксимация полученных при мониторинге данных для пяти автобусов контрольной группы адекватна. Подтверждают этот вывод также и близкие к единице (более 0,99) значения коэффициента детерминации, определяющего долю дисперсии зависимой переменной (расход топлива), объясняемой независимой переменной (пробегом).

Для модели парной линейной регрессии коэффициент детерминации равен квадрату обычного коэффициента корреляции между расходом топлива и пробегом, а угловой коэффициент (наклон) регрессии, умноженный на 100, оценивает норму расхода топлива автобусов в период мониторинга (линейная норма). Приравняв, далее, нормативный и фактический линейный расходы, по (2) получаем значение поправочного коэффициента отдельно для каждой марки автобуса и каждого маршрута (см. рис. 2).

Правда, один автобус, ЛиАЗ-62112-01 № 2, из этой закономерности выпадает: для него угловой коэффициент парной линейной регрессии в первую половину периода мониторинга соответствовал линейной норме расхода, равной 39 л/100 км, а во второй половине – 63,4 л/100 км. Это обуславливает заметное повышение межквартильного размаха (см. рис. 1). Но если сравнить полученные величины с линейной нормой автобуса № 3 той же модели, работавшего на том же маршруте, то становится ясным:

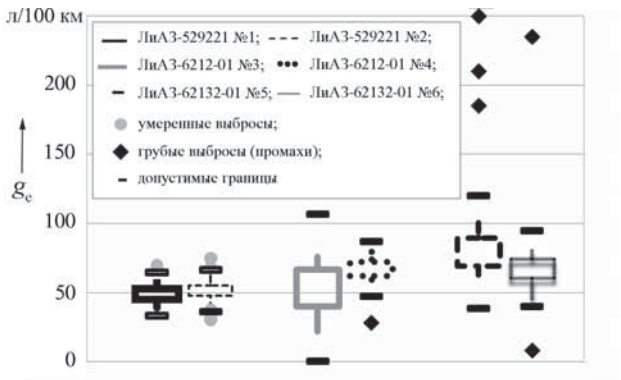


Рис. 1. Диаграммы вариационных рядов показателя "удельный расход топлива" для рабочих смен автобусов контрольной группы

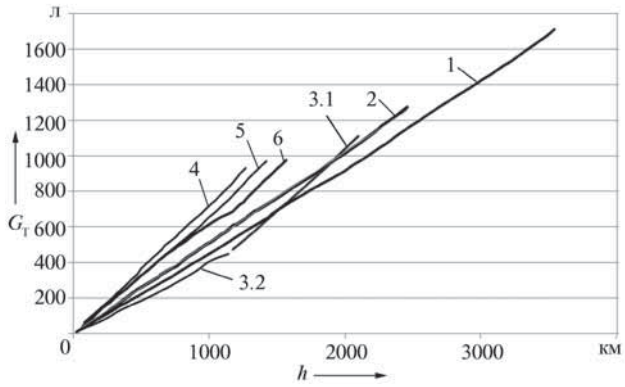


Рис. 2. Зависимость накопленного автобусами путевого расхода топлива от их пробега:

1 – автобус № 1; *2* – автобус № 2; *3.1* – автобус № 3 (первая половина); *3.2* – автобус № 3 (вторая половина); *4* – автобус № 4; *5* – автобус № 5; *6* – автобус № 6

Таблица 3

Модель автобуса	Условный номер автобуса в группе	Номер основного маршрута	Средняя скорость на маршруте, км/ч	Стандартная ошибка, л	Минимальный пробег для нормирования с 5 %-ной ошибкой, км	Линейный расход топлива, л	Минимальный пробег автобусов одной модели для нормирования с 5 %-ной ошибкой, км	Расход топлива автобусами одной модели, л	Разница между расчетами расходов топлива по линейной и транспортной нормам, %
ЛиАЗ-529221	1	№ 3	19,3	18,1	1540	726	1980	951	16,7
ЛиАЗ-529221	2	№ 223	18,2	5,6	440	225			
ЛиАЗ-6212-01	3	№ 171	18,6	29,5	1850	1174	2520	1619	22,7
ЛиАЗ-6212-01	4	№ 171	18,1	11,2	670	445			
ЛиАЗ-62132	5	№ 3	18,1	5,8	320	231	1500	957	13,9
ЛиАЗ-62132	6	№ 223	17,2	18,2	1180	726			

первую половину периода мониторинга автобуса № 2 можно исключить как работу в режиме внеплановых условий.

Расчетные значения поправочного коэффициента, как видно из той же табл. 2, для различных автобусов контрольной группы находятся в диапазоне 12,0...33,6 %, т.е. существенно отличаются. Это означает, что поправочный коэффициент должен быть для каждого конкретного автобуса на каждом конкретном маршруте. И второе. Эти нормы целесообразно использовать в системе управления не только для контроля отдельных моделей АТС и маршрутов, но и суммарно по группе маршрутов и АТС за определенный период. При этом значение поправочных коэффициентов нужно рассматривать как отношение суммы фактических линейных норм к сумме норм транспортных. При таком подходе поправочный коэффициент (надбавка) для рассматриваемой контрольной группы автобусов составил 25 %. И совершенно очевидно, что большая часть этой надбавки обусловлена различием типизированных и реальных условий движения.

Фактические удельные расходы q_e топлива помимо значений, учитываемых линейной моделью, зависят и от случайной составляющей, за меру оценки которой при регрессионном анализе принята стандартная ошибка. Ее расчет позволяет цензурировать выборку отклонений от линейной модели по выбросам, оценить минимальный контрольный пробег каждого автобуса, необходимые для обеспечения заданного значения относительной погрешности (не более 5 %), а также определить величину поправочного коэффициента к транспортной норме автобусов каждой модели при условии одинаковой погрешности. Результаты такого расчета приведены в табл. 3.

Таким образом, выполненная в ОАО "НИИАТ" работа доказала, что принятая его специалистами методика накопления и анализа данных по параметрам движения и расходу топлива городскими автобусами в условиях неустойчивых транспортных потоков позволяет выделить и применять значение показателя "удельный расход топлива" в качестве объективного критерия эффективности нормирования и контроля. И тем самым – избежать многих проблем, возникающих в настоящее время. Например, проблему предъявления претензий к водителям автобусов по поводу перерасхода топлива.

Литература

1. Методические рекомендации "Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте". М.: ОАО "НИИАТ". 2008.
2. Минько А.А. Статистический анализ в MS EXEL-М. М.: Диалектика, 2004.
3. Вадзинский Р. Статистические вычисления в среде Exel. М.: "Питер", 2008.

Вниманию соискателей ученых степеней!

При подготовке к защите диссертаций направляйте статьи в журнал заблаговременно. Работа над статьями в редакции и производство журнала занимают немало времени, и это необходимо учитывать!

УДК 629.113

СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ФОРСУНОК ДВС

Кандидаты техн. наук В.В. ГЕРАЩЕНКО и В.Д. РОГОЖИН, А.А. МЕТТО
Белорусско-Российский университет (0222. 26-61-00)

Рассматривается методика создания стенда для диагностирования электромагнитных форсунок в динамике.

Ключевые слова: *стенд, электромагнитная форсунка, усилитель, осциллограф, переходная характеристика.*

Gerashenko V.V., Rogozin V.D., Metto A.A.

STAND FOR DIAGNOSING ELECTROMAGNETIC INJECTORS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Method of create of diagnosing stand electromagnetic injector in dynamics is considered.

Keywords: *stand, electromagnetic injector, amplifier, oscilloscope, surge characteristic.*

Применение известной методики диагностирования электромагнитных форсунок ДВС, предложенной авторами работы [1], к сожалению, не дает существенного повышения топливной экономичности автомобилей. Она позволяет определить только одно: работоспособна или нет форсунка, поскольку дает возможность с помощью осциллографа зафиксировать продолжительность открытого ее состояния. Да и сама работоспособность оценивается с большой погрешностью, так как в действительности время открытого состояния клапана форсунки не равно длительности управляющего импульса [2]. Потому что последняя зависит от индуктивности и омического сопротивления обмотки форсунки, которые в процессе эксплуатации меняются. Так, доказано, что сопротивление может изменяться от 20 до 30 Ом, т.е. на 50 %, изменение же индуктивности при названной выше методике вообще не учитывается.

Авторы данной статьи считают, что эту методику можно улучшить, если отношение индуктивности электрической части клапана к ее омическому сопротивлению (постоянную времени) определять экспериментально – по ее переходной характеристике, снятой на стенде. Ведь эта постоянная характеризует быстроту перемещения якоря форсунки, а главное – зависит от ее технического состояния. Иначе говоря, в качестве диагностического параметра целесообразно принимать не продолжительность открытого состояния клапана и не омическое сопротивление электрической его части, а постоянную времени, которая может быть определена экспериментально обработкой переходной характеристики форсунки, совмещенной на одной и той же осциллограмме с началом прямоугольного управляющего импульса. При этом постоянная времени определяет время открытого состояния форсунки, а следовательно, и продолжительность впрыскивания топлива. Значит, тем самым – количество поступающего в ДВС топлива и топливную экономичность автомобиля.

Технология получения осциллограммы переходной характеристики форсунки совместно с осциллограммой подаваемого на нее прямоугольного управляющего импульса довольно проста. Для этого на осциллографе записывают осциллограмму перемещения якоря клапана форсунки, которая представляет собой (см. кривую *2* на рис. 1) апериодическую кривую первого порядка. Затем записывают прямоугольный управляющий импульс (кривая *1*) и проводят касательную *3* к началу первой из осциллограмм до ее пересечения с высотой *4* второй осциллограммы. В итоге и получается постоянная *T* времени кривой *2*. При этом точность диагностирования повышается, что дает возможность принятия мер, обеспечиваемых улучшение топливной экономичности автомобиля.

Данной методике полностью соответствует стенд, схема которого приведена на рис. 2. В него входят: регулируемый источник переменного тока *3*; микроэлектродвигатель *4* переменного тока с обмоткой *5*, на валу которого установлен металлический диск *1* с прорезями и выступами; импульсный преобразователь *2*, в щели которого может свободно перемещаться диск *1*. Выход этого преобразователя соединен с транзисторным усилителем, выполненным на транзисторе *7* и резисторах *6* и *8*, а также транзисторе *9* с резистором *10*.

Последовательно подключенные резистор *12* и обмотка *13* электромагнитной форсунки соединены с выходом второго транзистора *9*. К резистору *12* параллельно подсоединен двухканальный осциллограф *11*.

При вращении микроэлектродвигателя *4* выступы диска проходят через щель преобразователя *2*. В итоге на его выходе, а следовательно, на входе транзистора *7* появляются прямоугольные импульсы. Таким образом, частота вращения микроэлектродвигателя, которая определяется величиной переменного напряжения, прикладываемого к его обмотке, преобразуется в частоту следования прямоугольных импульсов напряжения. При изменении напряжения, пода-

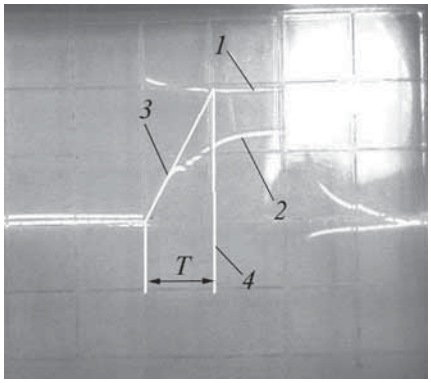


Рис. 1. Совмещенные осциллограммы:
1 – прямоугольный управляющий импульс; *2* – апериодическая кривая первого порядка; *3* – касательная; *4* – высота второй осциллограммы

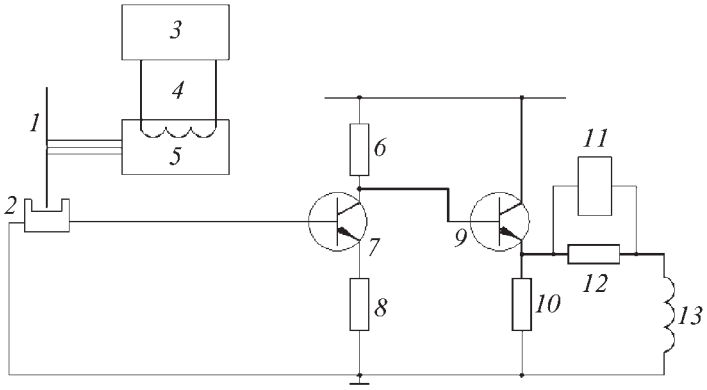


Рис. 2. Электрическая схема стенда:
1 – металлический диск с прорезями и выступами; *2* – импульсный щелевой преобразователь; *3* – регулируемый источник переменного тока; *4* – микроэлектродвигатель переменного тока; *5* – обмотка микроэлектродвигателя; *6*, *8*, *10*, *12* – резисторы; *7*, *9* – транзисторы; *11* – двухканальный осциллограф; *13* – обмотка электромагнитной форсунки

ваемого на обмотку *5* микроэлектродвигателя, частота вращения его ротора изменяется, т.е. изменяется частота следования прямоугольных импульсов, подаваемых на транзистор *7*. При этом в зависимости от частоты вращения ротора микроэлектродвигателя изменяется длительность получаемых на выходе преобразователя прямоугольных импульсов (чем больше частота, тем меньше длительность импульсов).

Диагностирование форсунок на стенде осуществляется следующим образом.

Снятую с автомобиля электромагнитную форсунку устанавливают на стенд, подают на нее заданное давление. Затем включают микроэлектродвигатель, прикладывают к обмотке форсунки полученные прямоугольные импульсы напряжения, увеличивая частоту их следования, и по осциллографу обеспечивают совмещение осциллограмм подаваемого напряжения и протекающего по обмотке форсунки тока. И далее все так, как показано на рис. 1.

Литература

1. Савич Е.Л., Болбас М.М., Ярошевич В.К. Техническое обслуживание и ремонт легковых автомобилей: учеб. пособие. Мн.: Выш. шк., 2001. – С. 205–208.
2. Чижков Ю.П. Электрооборудование автомобилей. Курс лекций. 4.1. М.: Изд-во Машиностроение, 2003. – 221 с.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

НАУКОЁМКИЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

А.Г. Суслов, Б.М. Базров, В.Ф. Безъязычный и др.

2012. Объем 528 с. Формат 70x100 1/16 Переплет ISBN 978-5-94275-619-2 Цена 1500 р.

Изложены наукоемкие (высокие) технологии в машиностроении по всем технологическим переделам: производство материалов, отливок; получение заготовок обработкой давлением; сварочное производство; обработка заготовок; модификация поверхностных слоев деталей; сборочное производство.

Особое внимание уделено наукоемким технологиям при обработке заготовок (обработке на станках с ЧПУ и самообучающихся станках с адаптивным управлением), функционально-ориентированным и модульным технологиям, лазерным, электро-физико-химическим и нанотехнологиям.

Для инженерно-технических работников промышленных предприятий. Может быть полезна для студентов, магистрантов, аспирантов и преподавателей технических вузов.

Приобрести книгу в издательстве можно, прислав заявку:

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

УДК 669.18.33:621.78

ВЫБОР МАРКИ СТАЛИ ДЛЯ ВЫСОКОНАПРЯЖЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ТРАНСМИССИЙ

Канд. техн. наук С.П. РУДЕНКО,
д-р техн. наук А.А. ШИПКО, А.Л. ВАЛЬКО
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
(8.10.375.17.294-94-89)

По условию равенства скоростей охлаждения установлено соответствие между расстоянием от охлаждаемого торца стандартного торцового образца и модулем зубчатых колес для разных областей сечения зуба при закалке в масло. Показано, что материал высоконапряженных зубчатых колес нужно выбирать на основании полученной зависимости и диаграмм прокаливаемости цементованных слоев и сердцевины конкретной марки стали.

Ключевые слова: *зубчатые колеса, цементованные слои, марки стали.*

Rudenko S.P., Shipko A.A., Val'ko A.L.

CHOICE OF MARK OF A STEEL FOR HIGH-STRESSED GEARS OF TRANSMISSIONS

Conformity between distance from a face surface of the tempered face sample and the module of gears for different areas of section of a tooth is established. It is shown that the material of high-stressed gears necessary to choice on the basis of the received dependence and diagrammes hardenability of carburized layers and a core of concrete mark of a steel.

Keywords: *gear wheels, carburized layers, mark of a steel.*

Правильный выбор материала и методов его термообработки одна из главных предпосылок, обеспечивающих требуемые эксплуатационные свойства деталей машин и механизмов. В том числе и высоконапряженных зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенной автомобильной техники. Причем речь должна идти именно о сочетании материала и технологии его обработки, потому что оно позволяет получать сравнительно недорогие и гарантированно надежные изделия. Скажем, те же высоконапряженные зубчатые колеса трансмиссии – из безникелевых или экономно-легированных сталей.

Но чтобы решить эту задачу, необходимо точно знать условия эксплуатации деталей и критерии их работоспособности, уметь определять требования к их материалу, а также те параметры, которые влияют на их эксплуатационные показатели (прежде всего на ресурс). Например, для рассматриваемых шестерен к таким параметрам относятся размеры зубьев, твердость их поверхности и сердцевины, а также толщина цементованного слоя: они, по сути, задают конструктивную прочность и технологию термообработки цементуемых зубчатых колес. Поэтому регламентирование данных параметров является гарантией обеспечения требуемых характеристик сопротивления усталости.

Однако в отечественной практике предприятий автотракторной промышленности такие показатели, как эффективная толщина упрочненного слоя, регламентируемая ГОСТ 30634–99, и тем более распределение твердости (микротвердости) по толщине упрочненного слоя в технической документации на зубчатые колеса, как правило, не приводятся. И это существенно снижает конкурентоспособность отечественной автотракторной техники, поскольку ее разработчики фактически не учитывают критерии работоспособности тех же зубчатых колес трансмиссий в эксплуатации. Например, того, что для таких колес основной критерий работоспособности – глубинные контактные выкрашивания поверхностей зубьев [1], которые обусловлены особенностями изменения напряженного состояния и неоднородностью физико-механических свойств материала по толщине слоя в зоне контактного взаимодействия зубьев. Если же учесть еще и то, что структурные характеристики зубьев также неоднородны по толщине упрочненного слоя, то получается, что для зубчатых колес одинакового типоразмера, работающих в условиях переменных контактных нагрузок, за глубинные контактные разрушения ответственны поверхностные слои с разными структурными составляющими.

Такое упущение технической документации необходимо, очевидно, исправлять. То есть разрабатывать дополнительные требования к выбору материалов высоконапряженных зубчатых колес, по мнению авторов, с учетом накопленных к настоящему времени результатов исследований сопротивления контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес. Однако прежде – несколько общих соображений.

Определяющими показателями при выборе цементуемых марок стали являются, как известно, их способность к науглероживанию и восприимчивость к закалке, т.е. прокаливаемость и закаливаемость цементованного слоя и сердцевины.

В свою очередь, прокаливаемость (способность воспринимать закалку на различной глубине от поверхности) зависит от содержания углерода и легирующих элементов, размеров и температуры нагрева детали под закалку, скорости охлаждения участков сечения закаливаемого изделия. Следует помнить, что прокаливаемость зависит не только от основных компонентов стали (ее увеличивают углерод, марганец, кремний, хром, никель, особенно молибден), но и от величины зерна (чем оно мельче, тем хуже прокаливаемость). Закаливаемость же стали характери-

зуется максимальным значением твердости закаленной поверхности и определяется в первую очередь содержанием в стали углерода, причем для каждой марки цементуемой стали существует свой оптимум по его содержанию [2]. При этом надо иметь в виду, что из-за различного содержания углерода в цементованном слое и сердцевине прокаливаемость этих объемов детали различна, в связи с чем применительно к цементованным сталям прокаливаемость цементованного слоя и сердцевины приходится рассматривать отдельно, хотя в обоих случаях оценивается она одним и тем же методом – торцовой закалки.

Вторая количественная характеристика прокаливаемости – критический диаметр прутка, в котором после закалки в среде с конкретной охлаждающей способностью в осевой части сечения получают структуру с содержанием мартенсита не менее 50 %. Размер этого диаметра в значительной степени зависит от интенсивности охлаждения, и его можно определять либо экспериментально, либо графически, либо расчетным путем. Причем первый и второй методы служат для получения корреляции между скоростями охлаждения при закалке торцового образца и твердостью по сечению прутков различных диаметров при закалке их в различных охлаждаемых средах, а третий – собственно величины критического диаметра прутка. В его основе лежат построенные с учетом корреляции номограммы для определения критического диаметра деталей простой формы (цилиндр, параллелепипед, шар) в зависимости от структуры (мартенситная, полумартенситная) материала, охлаждающей способности закалочной среды и соотношения длины и диаметра (стороны) детали [3].

Однако зубчатые колеса, в отличие от сплошных изделий (пруток и т.д.), имеют сложный профиль с развитой площадью зубчатого венца, что, конечно же, вносит коррективы в распределение скоростей охлаждения по сечению зубьев при закалке. И это нельзя не учитывать при выборе сталей по прокаливаемости. Решают эту задачу с помощью термометрического метода экспериментального определения скоростей охлаждения. Но он и сложен, и трудоемок. Поэтому лучше пользоваться методикой [4], которая очень хорошо подходит для любых тел сложной формы, в том числе и для зубчатых колес.

Суть этой методики следующая.

После закалки зубчатое колесо разрезают по сечению отдельного зуба перпендикулярно оси колеса и измеряют твердость материала по выбранным направлениям. Затем строят кривую распределения твердости по этому сечению. Потом берут сталь того же, что в случае зубчатого колеса, химического состава и испытывают ее на прокаливаемость по ГОСТ 5657–69 с известным распределением скорости охлаждения по длине торцового образца. Наконец, располагая значениями твердости сечения зуба и торцовой пробы, устанавливают корреляцию между твердостями после закалки и скоростями охлаждения для выбранной стали.

Полученная таким образом зависимость используется для построения кривой распределения скоростей охлаждения по сечению зуба, которая позволяет выбрать сталь конкретной марки и режимы ее химико-термической обработки. В этом случае по величине скорости охлаждения определяют соответствующее расстояние от торца торцового образца, по которому после торцовой пробы для стали конкретной марки определяют величину твердости в заданной зоне по сечению зуба.

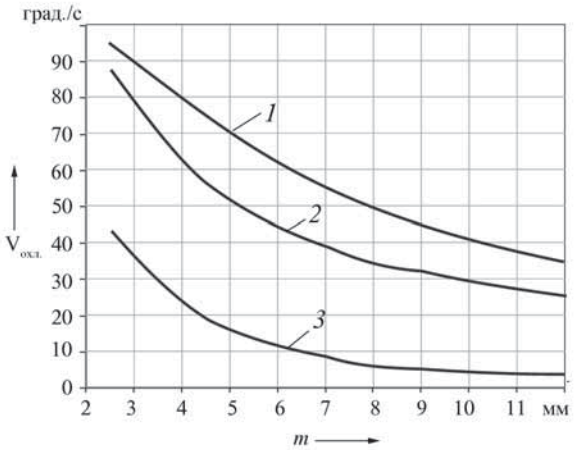


Рис. 1. Скорость охлаждения по сечению зуба в зависимости от модуля зубчатого колеса при H = 0,3:

1 – на поверхности зубьев; *2* – на расстоянии 1 мм от поверхности и 1/2 высоты зуба от вершины; *3* – в сердцевине зуба на уровне впадины

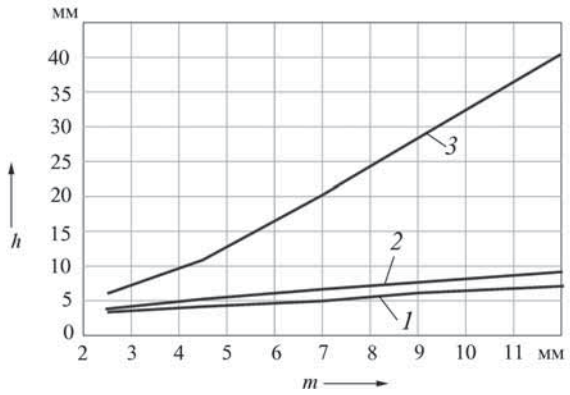


Рис. 2. Соответствие по критерию равенства скоростей охлаждения между расстоянием от торца торцового образца и модулем зубчатого колеса для разных областей сечения зуба при H = 0,3:

1 – на поверхности зубьев; *2* – на расстоянии 1 мм от поверхности и 1/2 высоты зуба от вершины; *3* – в сердцевине зуба на уровне впадины

В работе [5] приведены экспериментальные данные определения скоростей охлаждения в разных зонах по сечению зубьев шестерен с различным модулем при различной интенсивности охлаждения. Тогда, если учесть, что для большинства применяемых в промышленности закалочных агрегатов интенсивность H закалки можно считать равной 0,3, эти экспериментальные данные можно представить в виде рис. 1, иллюстрирующего соответствие модулей m зубчатых колес скоростям $v_{охл}$ охлаждения в сердцевине под впадиной между зубьями и на поверхности зубьев. Кроме того, эти же данные можно представить и в виде рис. 2, на котором показано соответствие (при равенстве скоростей охлаждения) расстояния h от торца торцового образца модулю m зубчатого колеса для разных областей поперечного сечения зуба: на поверхности эвольвентного профиля на расстоянии 1/2 высоты зуба от вершины; на расстоянии 1 мм от поверхности в упомянутом сечении; в сердцевине на уровне впадины зуба. Рисунок получен с учетом скоростей охлаждения при торцовой закалке, которые можно представить в виде следующего уравнения регрессии:

$$v_{охл} = 555{,}16\, h^{-1{,}4093}.$$

Из рис. 2 видно, что для модуля m = 2,5...3,0 мм скорости охлаждения на поверхности и на расстоянии 1 мм от нее по сечению зуба примерно одинаковы. Затем, начиная с m = 4 мм, разница в скоростях охлаждения для областей, для которых характерна теплоотдача со стороны глубинных слоев детали, возрастает. Например, для m = 4,5 мм скорость охлаждения на поверхности зуба равна 75 °С/с, что соответствует скорости охлаждения торцового образца на расстоянии 4 мм от торца, а на расстоянии 1 мм от поверхности зуба составляет лишь 55 °С/с, что соответствует расстоянию 5 мм от торца образца; для зубчатых колес с m = 12 мм эти цифры соответственно равны 35 °С/с и 7 мм; 25 °С/с и 9 мм.

Аналогичные результаты можно получить и при использовании упоминавшейся выше номограммы М.Е. Блантера [3]. Для этого допустим, что отдельно взятый зуб с модулем 4,5 мм представляет собой цилиндр диаметром, равным толщине зуба по делительной окружности (~9 мм), и длиной 35...50 мм (~4...6d). Для цилиндра с критическим диаметром 9 мм при отношении L/d = 4...6 скорость охлаждения в масле, согласно номограмме М.Е. Блантера, будет равна 60...90 °С/с, что соответствует скоростям, приведенным в работе [5]. Этим же скоростям (согласно формуле) соответствуют расстояния h от торца торцовой пробы, равные 3,6...4,8 мм.

Полученные результаты подтверждаются экспериментальными данными авторов этой статьи, исследовавших режимы закалки цементованного сателлита планетарной передачи с модулем 8 мм. Как видно из рис. 3, распределение температуры в разных зонах зубчатого венца в процессе закалки в масло при интенсивности охлаждения H = 0,3, скорости охлаждения на поверхности зубьев и в сердцевине значительно отличаются. Например, при температурах 673...493 К, или 400...220 °С (начало мартенситного превращения), получается, что для поверхности зуба средняя скорость охлаждения составляет 50 °С/с, а для сердцевины – 10 °С/с, т.е. она в 5 раз меньше. Аналогичные величины скоростей охлаждения для зубчатых колес с модулем 7 мм получили и авторы работы [5].

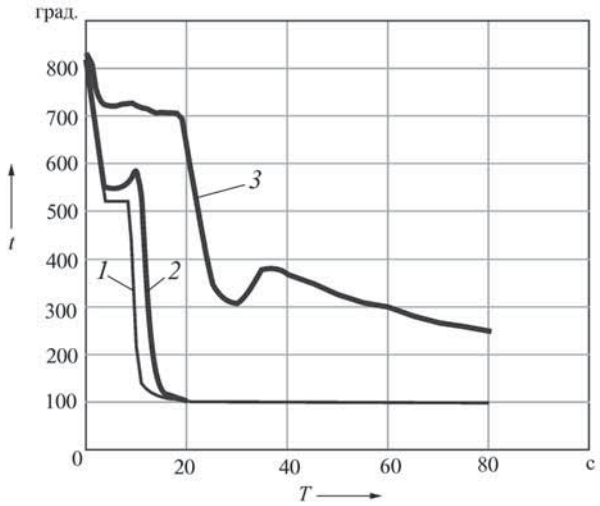


Рис. 3. Распределение температуры в разных зонах зубчатого венца в процессе закалки в масло при H = 0,3 цементованного сателлита планетарной передачи с m = 8 мм:

1 – на поверхности зубьев; *2* – в среднем сечении на расстоянии 1/2 высоты зуба от вершины; *3* – в середине зуба на уровне впадины

Таким образом, результаты сравнительного анализа имеющихся в распоряжении авторов статьи данных показывают: прокаливаемости отдельно взятого зуба и сердцевины зубчатого колеса существенно отличаются, а скорости охлаждения на поверхности эвольвентной части зуба практически не зависят от модуля (размеров) зубчатого колеса и соответствуют скоростям охлаждения торцового образца на расстоянии 4...10 мм от его торца. Скорости же охлаждения в сердцевине зубчатого колеса, наоборот, от модуля зависят и соответствуют скоростям охлаждения торцового образца на расстоянии от 4 до 40 мм от его торца.

В качестве конкретного примера, иллюстрирующего сказанное выше, проанализируем применение экономно легированной стали 20ХГНМ для зубчатого колеса с модулем m = 4,5 мм коробки передач, используя результаты экспериментального определения скоростей охлаждения зубчатых колес (см. рис. 2). Исходными данными служат также термокинетические диаграммы [6], изоуглеродные диаграм-

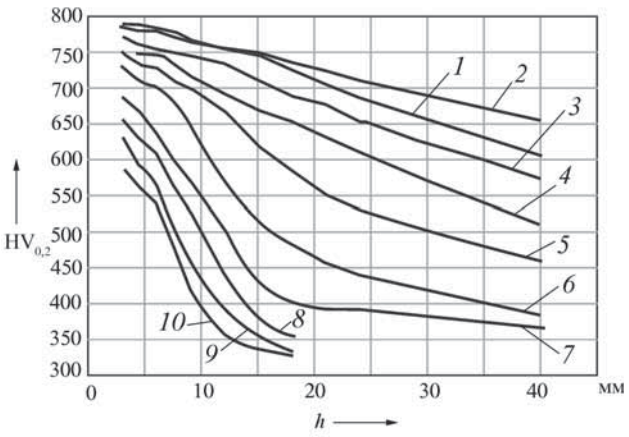


Рис. 4. Изоуглеродные диаграммы прокаливаемости стали 20ХГНМ после торцовой закалки и низкого отпуска:

1 – 0,72 % С; *2* – 0,7 % С; *3* – 0,67 % С; *4* – 0,62 % С; *5* – 0,58 % С; *6* – 0,52 % С; *7* – 0,47 % С; *8* – 0,41 % С; *9* – 0,38 % С; *10* – 0,35 % С

мы прокаливаемости цементованного слоя стали 20ХГНМ, полученные методом торцовой закалки (рис. 4), и результаты прогнозирования ресурса исследуемой шестерни по режимам стендовых испытаний коробки передач, на основании которых составлены требования к поверхностной твердости 60 HRC, толщине слоя до полупереходной зоны, равной 1 мм, эффективной толщине цементованного слоя до зон с микротвердостью 750, 700 и 600 $HV_{0,2}$, равной соответственно 0,3; 0,4 и 0,6 мм.

Для этого по термокинетическим диаграммам [6] определим условия, при которых феррита в сердцевине и бейнита в цементованном слое нет. А их не будет, как видим, тогда, когда скорости охлаждения соответствуют расстоянию от торца торцового образца не более 11...13 мм, а бейнита в цементованном слое – когда это расстояние не превышает 20 мм. Для шестерни с модулем 4,5 мм по рис. 2 находим, что скорости охлаждения на поверхности зубьев, на глубине 1 мм в районе делительной окружности и в сердцевине равны скоростям охлаждения торцового образца на расстоянии от торца 4, 5 и 11 мм соответственно. Значит, приведенные условия для структуры сердцевины и цементованного слоя для шестерни выполняются.

Полупереходной зоне с содержанием углерода 0,35...0,37 % соответствует твердость 35..39 HRC (370...410 $HV_{0,2}$ на рис. 4). Следовательно, эта шестерня и по изгибной выносливости зубьев имеет значительный запас, т.е. полученные значения твердости сердцевины можно считать вполне приемлемыми.

Таким образом, сталь 20ХГНМ по критерию прокаливаемости для изготовления рассматриваемого высоконагруженного зубчатого колеса с модулем 4,5 мм пригодна.

По изоуглеродной диаграмме ее прокаливаемости после закалки и низкого отпуска (см. рис. 4) определяем, далее, что эффективная толщина цементованного слоя с твердостью до 750 $HV_{0,2}$ обеспечивается при содержании углерода 0,67...0,70 %; до 700 $HV_{0,2}$ при 0,52...0,58 %; до 600 $HV_{0,2}$ при 0,41 %, а поверхностная твердость, равная 750 $HV_{0,2}$ при 0,67...0,70 % С. Эти цифры и являются исходными для создания технологии химико-термической обработки рассматриваемого зубчатого колеса.

Таким образом, есть все основания утверждать, что главным критерием выбора марки стали для высоконапряженных зубчатых колес следует считать прокаливаемость. При этом надо иметь в виду, что при равных скоростях охлаждения между расстоянием от охлаждаемого торца стандартного торцового образца и модулем зубчатых колес для разных областей сечения зуба при закалке в масло существует очень четкая коррекция. Поэтому использование данной зависимости совместно с диаграммами прокаливаемости цементованных слоев и сердцевины сталей конкретных марок дает достаточно надежную гарантию того, что выбор материала, обеспечивающего заданные качественные показатели химико-термического упрочнения зубчатых колес, окажется обоснованным.

Литература

1. Сусин А.А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей. Мн.: Беларуская навука, 1999. – 175 с.
2. Технология термической обработки стали / Пер. с нем. Б.Е. Левина. Под ред. Бернштейна. М., 1981. – 608 с.
3. Блантер М.Е. Теория термической обработки: учебник для вузов. М.: Металлургия, 1984.
4. Термическая обработка в машиностроении. Справочник / под ред. Ю.Н. Лахтина, А.Г. Рахштадта. М.: Машиностроение, 1980. – 783 с.
5. Козловский И.С., Оловянишников В.А., Зинченко В.М. Критерии оценки качества и рационального выбора цементуемых и нитроцементуемых сталей // Металловедение и термическая обработка металлов. 1981. № 3. С. 2–9.
6. Диаграммы превращения аустенита в сталях и бета-раствора в сплавах титана. Справочник термиста / А.А. Попов, Л.Е. Попова. М.: Металлургия, 1991. – 504 с.

УДК 629.113-223.2-55

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАЛАДКИ ПРОЦЕССА СОЗДАНИЯ ПРЕДНАТЯГА ПОДШИПНИКОВ В АГРЕГАТАХ МАШИН

Канд. техн. наук И.А. БУЛАВИН, А.Ю. ГРУЗДЕВ, А.В. БУДЫКИН
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Рассматриваются основные параметры преднатяга подшипников – осевая, осевое упругое смещение δ_o их колец и момент $M_{тр}$. И одна из наиболее трудоемких и ответственных операций – создание преднатяга в подшипниковых узлах ведущих шестерен главных передач автомобилей.

Ключевые слова: *предварительный натяг, подшипники, сборка, регулировка, момент трения, силовые факторы, технологическая сила, деформации, компенсатор.*

Bulavin I.A., Gruzdev A.Yu., Budykin A.V.

DETERMINATION OF PARAMETERS OF ADJUSTMENT OF PROCESS OF CREATION OF A PRELIMINARY TIGHTNESS OF BEARINGS IN UNITS OF MACHINES

Key parameters at creation of a preliminary tightness – F_0 force, axial elastic shift of rings in bearings δ_o and the friction moment M_{mp}.One of the most labor-consuming and responsible operations in technological processes of assembly is creation of a preliminary tightness in bearing knots of leading gear wheels of the main transfers of cars.

Keywords: *preliminary tightness, bearings, assembly, adjustment, friction moment, power factors, technological force, deformations, jack.*

В агрегатах машин при сборке с силовым замыканием в отдельных звеньях возникают деформационные составляющие, величина которых в отдельных случаях соизмерима с величиной самого замыкающего звена. При сборке же подшипников с осевым преднатягом таким звеном является суммарное осевое смещение их колец. При этом разброс деформационных факторов приводит к разбросу значений самого замыкающего звена и основного критерия качества сборки – силы F_0 преднатяга.

Именно поэтому при разработке сборочного технологического оборудования необходимо знать взаимосвязь допуска замыкающего звена (линейный преднатяг), параметров компенсирующего звена и предельно допустимые значения технологической силы F_{max} осевого сжатия подшипникового узла при измерении компенсатора (может выполняться по двум схемам: за один установ на фальш-оправке или за два установа регулируемого узла на штатном валу). В обоих случаях диапазон варьирования технологической силы F_{max} определяется минимальными и максимальными предельными ее значениями при различных сочетаниях деформационных сборочных факторов в подшипниковом узле с использованием размерного анализа по методу "max–min".

Рассмотрим эти случаи.

Силовое замыкание подшипниковых узлов с преднатягом (рис. 1) в технических условиях на сборку задается по моменту $M_{з.г}$ затяжки гайки хвостовика ведущей шестерни редуктора (в диапазоне 200...550 Н·м). Тогда сила, создаваемая гайкой, определяется по формуле № 1 (см. таблицу), а распределение силы $P_{з.г}$, создаваемой в резьбовом соединении по контурам в подшипниковом узле с преднатягом, соответствует формуле № 2.

Точность создания преднатяга в дуплексах конических роликоподшипников, применяемых в узле "ведущий вал главной передачи", в технических условиях на сборку задается по моменту трения ($M_{тр}$ = 1...4 Н·м). Взаимосвязь осевой силы F_0 и момента $M_{тр}$ трения для одного конического подшипника (рис. 2) имеет вид формулы № 3. Тогда сила $P_{в.к}$ во внутреннем контуре после силового замыкания подшипникового узла будет соответствовать формуле № 4, суммарное осевое сжатие δ_o^{Σ} подшипников (линейная величина преднатяга) – формуле № 5, коэффициенты $c_{1,2}$ осевой податливости регулируемых подшипников – формуле № 6, T_{δ_o} линейная величина поля допуска на преднатяг по предельным значениям осевой деформации через момент трения (заданный по ТУ) – формуле № 7, деформация $\Delta L_{в.т}$ во внутреннем контуре – формуле № 8, приращение монтажной высоты Δ_N подшипников после выполнения прессовых соединений их колец с корпусом и валом с гарантированным диаметральным натягом – формуле № 9.

Если деформационное звено (компенсатор) рассмотреть через его податливость и действующую при сборке на это звено силу, то размерный анализ на max и min позволяет определить предельные значения сборочной силы. Для этого представим размерную цепь подшипникового узла с преднатягом (рис. 3) до силового замыкания в

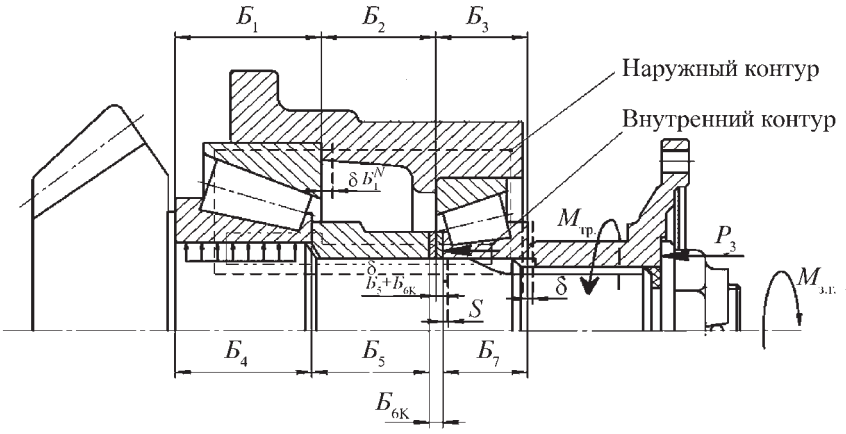


Рис. 1. Подшипниковый узел ведущей шестерни главной передачи с жестким, с помощью дистанционной распорной втулки и компенсаторных шайб, регулированием преднатяга

Таблица

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P_{з.г} = \dfrac{M_{з.г}}{0{,}5 d^2 \operatorname{tg}(\varphi + \varphi_{тр}) + \dfrac{f_1 (D_{нт}^3 - d_{вт}^3)}{3(D_{нт}^2 - d_{вт}^2)}}$	d_2 – средний диаметр резьбы; $\varphi = \operatorname{arctg} \dfrac{S}{\pi d_{ср.р}}$ – угол подъема витка резьбы; $\varphi_{тр}$ – угол трения в ней; f_1 – угол трения на торце гайки; $D_{нт}$, $d_{вт}$ – наружный и внутренний диаметры торца гайки; S – шаг резьбы
2	$P_{з.г} = F_0 + P_{в.к}$	F_0 – сила преднатяга в подшипниках (наружный контур); $P_{в.к}$ – сила во внутреннем контуре подшипникового узла
3	$M_{тр} = \dfrac{F_а}{\sin\beta} \left(\dfrac{D_{в.к} f_к}{d_р} + \dfrac{D_б \sin\gamma \; f_с}{2 \cos\gamma / 2} \right)$	$F_а$ – сила преднатяга; β – угол наклона поверхности качения наружного кольца подшипника; $D_{в.к}$ – средний диаметр поверхности качения его внутреннего кольца; $d_р$ – средний диаметр ролика; $D_б$ – диаметр рабочей поверхности направляющего борта внутреннего кольца подшипника; γ – угол конуса ролика; $f_к$, $f_с$ – коэффициенты трения качения (0,0001 мм) и скольжения на направляющем борте внутреннего кольца (0,01...0,02)
4	$P_{в.г} = F_{з.г} - F_0$	–
5	$\delta_0^{\Sigma} = (c_1 + c_2) F_0^m$	c_1, c_2 – коэффициенты осевой податливости регулируемых подшипников
6	$c_{1,2} = \dfrac{1{,}3 \cdot 10^{-3} K_p \, \rho \, \Sigma \rho^{0{,}333}}{Z^{0{,}666} (\sin\beta)^{1{,}866}}$	Σρ – сумма кривизны ролика и поверхностей качения колец подшипника; Z – число роликов в нем, K_p – коэффициент кривизны
7	$T_{б_0} = (c_1 + c_2)(F_{0_{max}}^m - F_{0_{min}}^m) = (c_1 + c_2) \left(\dfrac{M_{т.р_{max}}}{f_{тр}^{пр}} - \dfrac{M_{т.р_{min}}}{f_{тр}^{пр}} \right)$	–
8	$\Delta L_{в.т} = \dfrac{P_{в.к} l_{в.т}}{E S_{в.т}}$	$P_{в.к}$ – осевая сила во внутреннем контуре подшипника; $l_{в.т}$ – длина распорной втулки; E – модуль упругости распорной втулки; $S_{в.т}$ – площадь поперечного сечения распорной втулки
9	$\Delta_N = \dfrac{\Delta d_{в.н.к}^N}{2 \operatorname{tg}\beta}$	$\Delta d_{в.н.к}^N$ – деформация внутреннего кольца подшипника после напрессовки на вал с гарантированным натягом
10	$(Б_1 + \delta_{0N}) + Б_2 + Б_3 = Б_4 + Б_5 + Б_{б.к} + S_т + Б_7$	$Б_1 ... Б_7$ – звенья замкнутой размерной цепи подшипникового узла: $Б_1$, $Б_3$ – монтажная высота подшипников; $Б_2$ – монтажный размер в корпусе подшипникового узла; $Б_7$, $Б_4$ – высота внутренних колец подшипников; $Б_5$ – высота распорной втулки; $S_т$ – технологический зазор для создания преднатяга в подшипниках; $Б_{б.к}$ – компенсирующее звено; δ_{ON} – приращение монтажной высоты подшипника из-за напрессовки внутреннего кольца на вал
11	$(Б_1 + \delta_{0N} - \delta_{о_1}) + Б_2 + (Б_3 - \delta_{о3}) = Б_4 + (Б_5 + Б_{б.к}) - \delta_{о_к} + Б_7$	$\delta_{о_1}$, $\delta_{о_3}$ – осевое упругое смещение колец в подшипниках при создании преднатяга
12	$S_т = (\delta_{о1} + \delta_{о3}) - \delta_{вн}$	$\delta_{вн}$ – осевая деформация во внутреннем контуре
13	$(Б_1 - \delta_{т_1}) + Б_2 + (Б_3 - \delta_{т_3}) = Б_4 + Б_{в.к} + Б_7$	$\delta_{т_1}$, $\delta_{т_3}$ – осевые упругие смещения в подшипниках при измерении компенсатора под нагрузкой $F_{тех}$ с вращением на фальш-оправке
14	$S_т = (\delta_{т_1} + \delta_{т_3}) - \delta_{ON}$	–
15	$(\delta_{т_1} - \delta_{т_3}) - \delta_{ON} = (\delta_{о_1} + \delta_{о_3}) - \delta_{в.к}$	–
16	$(c_1 + c_2) F_{тех}^m + \delta_{0N} = (c_1 + c_2) F_0^m - \delta_{в.к}$	$F_{тех}$ – технологическая сила осевого нагружения подшипников при измерении компенсаторов; F_0 – требуемая сила преднатяга

№ формулы	Формула	Примечания
17	$F_{\text{тех}} = \left(F_0^m - \frac{\delta_{\text{в.х}} + \delta_{0N}}{c_1 + c_2} \right)^{1/m} = \left[\left(\sqrt[m]{\frac{F_{0_{\min}}^m + F_{0_{\max}}^m}{2}} \right)^m - \frac{\delta_{\text{в.х}} + \delta_{0N}}{c_1 + c_2} \right]^{1/m}$	–
18	$F_{\text{тех}\min} = \left(F_0^m - \frac{\delta_{\text{в.к}_{\max}} + \delta_{0N_{\max}}}{(c_1 + c_2)_{\min}} \right)^{1/m}$; $F_{\text{тех}\max} = \left(F_0^m + \frac{\delta_{\text{в.к}_{\min}} + \delta_{0N_{\min}}}{(c_1 + c_2)_{\max}} \right)^{1/m}$	–
19	$F_{\text{тех}} = \sqrt[m]{F_0^m + \frac{\Delta L_{\text{в.т}}}{c_1 + c_2}}$	–
20	$\Delta_N = \frac{\Delta d_{\text{в.н.к}}^N}{2\ \text{tg}\beta}$	–

виде уравнения увеличивающих (наружный контур) и уменьшающих (внутренний контур) звеньев (формула № 10). Очевидно, что после силового замыкания размерная цепь подшипникового узла с преднатягом будет иметь вид формулы № 11.

Решение полученных формул № 10 и 11 размерных цепей и после силового замыкания позволяет определить величину $S_т$ замыкающего звена (технологического зазора, который должен быть обеспечен подбором размера $Б_{бк}$ компенсатора). Для определения этого зазора из уравнения № 10 вычтем уравнение № 11 и преобразуем полученную разницу в формулу № 12.

При измерении компенсатора в первом из двух названных выше случаев внутренние кольца подсобранного с корпусом подшипникового узла устанавливаются на фальш-оправке без диаметрального натяга и под нагрузкой $F_{\text{тех}}$ с вращением подшипников через корпус определяется требуемый размер компенсатора от торца распорной втулки до торца одного из внутренних колец подшипника. При этом приращения монтажной высоты подшипника от напрессовки кольца на фальш-оправку не будет, т.е. $\delta_{0N} = 0$. Тогда уравнение размерной цепи подшипникового узла на технологической фальш-оправке под нагрузкой силы $F_{\text{тех}}$ будет иметь вид формулы № 13.

Решение уравнений размерной цепи позволяет также найти величину замыкающего звена. При этом

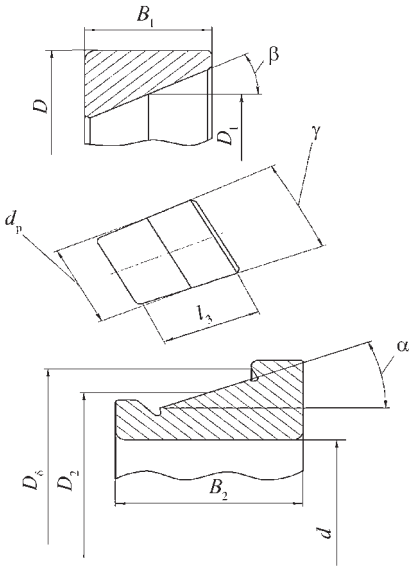


Рис. 2. Основные параметры конического роликового подшипника

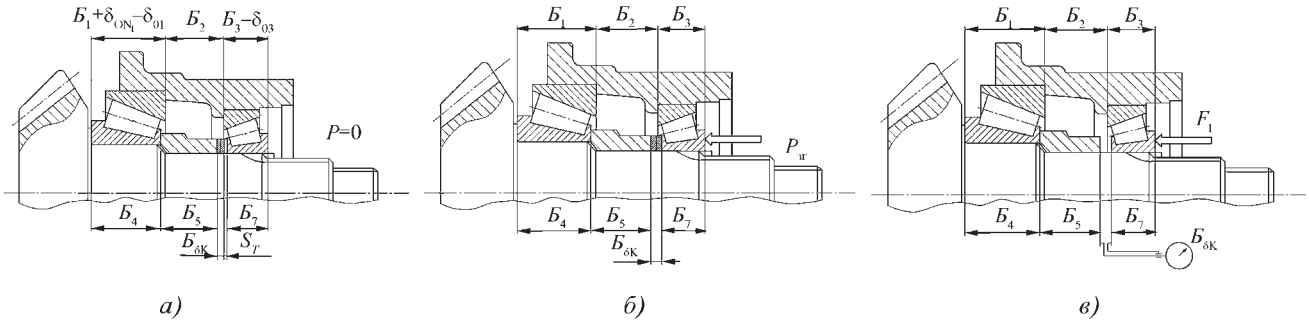


Рис. 3. Размерные цепи подшипникового узла с преднатягом до (а) и после (б) силового замыкания и при измерении компенсатора (в)

для определения технологического зазора $S_т$ достаточно вычесть из уравнения № 10 уравнение № 13 и после некоторых преобразований этой разницы получить формулу № 14.

Приравнивая выражения технологических зазоров и используя эмпирические зависимости осевой податливости вида $\delta_{o_i} = e_i F_0^m$ для конических подшипников имеем формулу № 15. Или, что то же самое, формулу № 16. Решая ее относительно $F_{тех}$ получаем расчетную формулу № 17 для определения данной силы, которой нужно воздействовать на подшипниковый узел при определении требуемого размера компенсатора.

При решении уравнений размерной цепи подшипникового узла до и после силового замыкания и на технологической оправке с учетом минимальных и максимальных значений составляющих звеньев $Б_{1_{min(max)}}$ .....$Б_{7_{min(max)}}$ предельные ($F_{тех_{min}}$ и $F_{тех_{max}}$) величины технологической силы осевого нагружения подшипниковых узлов будут рассчитываться по формулам № 18.

Во втором случае, т.е. при измерении размера компенсатора по технологической схеме за два установа, технологическая измерительная сила $F_{тех}$ будет определяться по формуле № 19, а приращение Δ_N монтажной высоты подшипника от напрессовки внутреннего его кольца на шейку вала – по формуле № 20. Причем это приращение всегда будет равно нулю, так как измерение компенсатора осуществляется на штатном валу с уже напрессованным внутренним кольцом.

Таким образом, рассмотренная выше методика позволяет, как видим, обоснованно, с учетом конструкции и технических требований на сборку узла, рассчитывать параметры наладки процесса регулирования преднатяга подшипников с компенсатором и контролировать точность этого процесса по моменту трения в дуплексе подшипников. И в этом – ее практическая ценность.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Егоров А.Н., Лашковский Р.В. – Новая техника БелАЗ: в содружестве науки и производства рождается будущее белорусского карьерного автомобилестроения 1
Смирнов А.А. – Система менеджмента качества как инструмент качества продукции 4
АСМ-факты 7

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Лепешкин А.В. – Перспективы активизации прицепных звеньев автопоездов с помощью гидрообъемных трансмиссий 8
Кожин Д.В., Лощенов П.Ю. – Топливная система дизеля с устройством для работы на топливе с присадками 12
Выборнов Э.П., Румянцев Л.А. – Гидротрансформатор для ГМП большой мощности 13
Рябов И.М., Ковалев А.М., Чернышов К.В., Расулов Т.М. – Выбор массы динамического гасителя колебаний колеса 15
Кравец В.Н., Мусарский Р.А. – Оптимизация параметров системы подрессоривания автобуса 18
Медведицков С.И., Задворнов В.Н. – Влияние срока службы и износа протектора на коэффициент сопротивления боковому уводу шин 20
Кулько П.А., Кулько А.П., Павлов В.В., Заболотный Р.В. – Оценка действия системы автоматического регулирования тормозных сил между осями АТС 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Комаров В.В., Туровский Ф.В., Бакалейник А.М. – Нормирование расхода топлива автомобильным транспортом в условиях неустойчивых транспортных потоков 26
Геращенко В.В., Рогожин В.Д., Метто А.А. – Стенд для диагностирования электромагнитных форсунок ДВС 31

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Руденко С.П., Шипко А.А., Валько А.Л. – Выбор марки стали для высоконапряженных зубчатых колес трансмиссий 33
Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. – Определение параметров наладки процесса создания преднатяга подшипников в агрегатах машин 37

Главный редактор Н.А. ПУГИН
РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:
И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Гладков, М.А. Григорьев, А.С. Ковриин, Р.В. Козырев, 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 04.06.2013. Подписано в печать 23.07.2013.
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.