



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.5

МЕХАНИЗМЫ ЛОКАЛИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА АВТОКОМПОНЕНТОВ – СТРАТЕГИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА ОТЕЧЕСТВЕННОГО АВТОПРОМА

Канд. экон. наук **М.А. ШУШКИН**

Нижегородский ГАСУ (8312.430-19-48)

Рассматривается острая экономическая проблема – локализация производства автокомпонентов в России. Даются ответы на следующие вопросы: какие стратегические вызовы ожидают отечественный автопром? Какие существуют альтернативные сценарии развития российского автопрома в условиях вступления России в ВТО? Какие механизмы локализации производства следует использовать в отечественном автопроме?

Ключевые слова: стратегия, стратегические альтернативы, автомобилестроительная промышленность.

Shushkin M.A.

MECHANISMS OF LOCALIZATION OF PRODUCING AUTO COMPONENTS – STRATEGIC DOMESTIC AUTO INDUSTRY

Urgent for economical problem of production localization of auto components within Russia is considered. Therefore to investigate the development prospects following paper is based on three research questions: What strategic challenges the domestic automotive industry could expect? What are the alternative scenarios for the Russian car industry since Russia's WTO accession? Which particular approaches could be applied for production localization within domestic auto industry?

Keywords: strategy, strategic alternatives, automotive industry.

Президент РФ В.В. Путин сказал: "Мы имеем неплохой опыт промышленной сборки автомобилей – сегодня уже половина иномарок собрана руками российских рабочих, а наши потребители забыли и думать о разнице в качестве сборки здесь и там. Теперь дело – за локализацией и созданием у нас, в России, центров технологического развития" [1]. И для этого у нас есть все основания.

Действительно, технологическое отставание отечественной автомобилестроительной отрасли предопределило выбор такой стратегической альтернативы, как "отверточное" производство, которое подразумевает ввоз на территорию страны практически всех необходимых для технологического процесса автокомпонентов в виде крупных модулей. Но принятая правительством стратегия развития отечественного автопрома, по существу, на первый план выдвинула проблему локализации производства комплектующих. Это, в свою очередь, сделало стратегически важ-

ной проблему конкурентоспособности отечественных предприятий, производящих автокомпоненты. Иначе говоря, принятый курс на совместное с зарубежными фирмами производство конечного продукта на российской территории с условиями соглашений о доведении локализации до 60 % остро выявил проблему конкурентоспособности отечественных продуцентов комплектующих. Потому что в противном случае основная доля добавленной стоимости при производстве автомобилей остается не на отечественных автосборочных предприятиях, а у зарубежных холдингов, осуществляющих экспорт автокомпонентов. А эта доля весьма внушительна. По оценкам экономистов, плата за зарубежные комплектующие при осуществлении такого производственного подхода за весь период действия режима "промышленной сборки" составит ~60 млрд амер. долл.

Целесообразность дальнейшего использования такого стратегического подхода весьма сомнительна, хотя его сторонники (в первую очередь, представители минпрома) и утверждают, что в ближайшие годы доля отечественных деталей должна вырасти до 60 %. Но практика говорит о другом: она так и не превышает 9...10 %. И лишь для автомобиля "Рено Логан" она достигла 53 %. В связи с чем оппоненты такого подхода считают, что далее мириться с этим нельзя: за 3–4 года можно создать собственное современное производство и конкурентоспособную технологическую автомобильную платформу "с нуля". Более того, они совершенно логично предполагают, что зарубежные компании будут и дальше сдерживать трансфер своих новых технологий на российские предприятия, поставляя исключительно устаревшие автомобильные платформы и технологическое оборудование [2].

Кто прав, сказать трудно. Особенно если учесть то, что этот путь в свое время прошли южно-корейские и китайские автомобилестроители, которые на современном этапе уже успешно разрабатывают свои платформы и создают передовые технологии. Однако для реализации такого успешного сценария необходима грамотная и жесткая промышленная политика государства, которой у нас, к сожалению, нет. То есть мы пока что находимся в зоне существенной (60...90 %), а не средней (30...60 %), не говоря уже о малой (до 30 %) зависимости от импорта. Что, безусловно, достаточно серьезная угроза для экономической и национальной безопасности страны. В частности, ведет к деградации отечественного производственного и технологиче-

ского потенциала, разрушению даже жизнеспособных предприятий, производящих автокомпоненты, дальнейшему снижению конкурентоспособности отечественных комплектующих, усилению финансовой и технологической зависимости от зарубежных фирм.

Таким образом, обеспечение экономической безопасности России при ее вхождении в ВТО требует, с точки зрения автора, усиления роли государства в регулировании процесса открытости экономики, в том числе в осуществлении перспективных инвестиционных проектов по модернизации и созданию новых производств автокомпонентов.

Второй инструмент поддержки таких производств — избирательные протекционистские меры, использование которых в азиатских развивающихся странах способствовало постепенному и сравнительно безболезненному "врастанию" их автомобилестроительных отраслей в мировое хозяйство и созданию новых высокотехнологичных производств, соответствующих национальной стратегии промышленного развития. Их опыт показывает: срок действия защитных мер, как правило, не превышает 4–8 лет, и он вполне достаточен для становления защищаемых производств и секторов рынка. В течение этого времени уровень защиты (например, ставки ввозных таможенных пошлин, доля государства в финансировании новых или обновляемых производств и т.д.) целесообразно поддерживать неизменным: он должен снижаться по мере роста конкурентоспособности защищаемых отраслей. Кроме того, защитные меры (и экономические, и административные) должны приниматься в интересах не только отечественных производителей, но и потребителей. То есть сдерживание импорта может осуществляться, если оно не нанесет ущерба отечественному потребителю, не повлечет за собой существенного роста цен и оскудения ассортимента товаров на внутреннем рынке.

В рамках предпринимаемых мер поддержки отечественного автомобилестроения кое-что уже сделано. Например, принято положение о промышленной сборке, которое предполагает льготы для зарубежных автомобилестроителей, которые активно осуществляют локализацию производства автокомпонентов в России. В частности, оно предоставляет этим фирмам возможность ввозить комплектующие для сборки автомобилей в России по ставкам не более 5 %. В то же время следует отметить, что часть таких проектов так и не была реализована. К примеру, нереализованные соглашения есть у "Сузуки", "Магны" и "Объединенных транспортных технологий" дочерней фирмы "Укравто".

В 2010 г. Минэкономразвития, Минпромторг и Минфин РФ подписали совместный приказ о новых условиях промышленной сборки автомобилей в нашей стране. Согласно ему, производители смогут в течение трех лет 5 % общего объема выпуска автомобилей собирать методом крупноузловой сборки (изначально предполагалось, что эта норма будет действовать в течение всего срока действия соглашения о промышленной сборке — восемь лет). Такой порядок позволит автомобилестроителям в рамках одного документа о промышленной сборке заключать многосторонние соглашения, поэтому вводится понятие "крупного автопроизводителя", под которым понимается одно или несколько российских юридических лиц, осуществляющих промышленную сборку автомобилей. Этот производитель обязуется выпускать не менее 300 тыс. моторных транспортных средств в год не позднее чем через четыре года с даты вступления соглашения в силу, а при выпуске более 1 млн таких средств — не менее 200 тыс. двигателей к ним. Кроме того, за те же четыре года необходимо создать или модернизировать существующий в РФ

научно-исследовательский и опытно-конструкторский центр и организовать штатное производство.

В перечень российских автопроизводителей, работающих в режиме промышленной сборки, входят УАЗ и другие предприятия группы "Соллерс", а также ВАЗ, "ИжАвто", ГАЗ, "Автофрамос" и расположенные в РФ предприятия фирм "Ниссан", "Тойота", "Дженерал Моторс", "Форд", "Фольксваген" и "Хёндэ". Правда, по договоренности с ВТО Россия с июля 2011 г. больше не подписывает соглашения о промышленной сборке. При формальном сохранении условия "60%-я локализация производства для иностранных автоконцернов" реально им разрешено закупать в России только 35 % деталей. Действие старых соглашений, истекающих в 2016 г., продлят до 2018 г., а срок новых сократят на два года. При этом государство обязуется субсидировать автоконцерны на сумму упущенных льгот. В то же время спрос на рынке автомобилей зарубежных брендов, произведенных на территории России, растет. Так, прогноз консалтинговой группы "Стратегика" подтверждает уровень замещения производства отечественных автомобилей на зарубежные, собранные на территории РФ, до 67 %. Значит, должен расти и спрос на их компоненты. Удовлетворить его отечественные поставщики смогут лишь при выполнении ряда условий. Во-первых, если обеспечат высокий уровень технологического развития производства, проведут стандартизацию и введут управление качеством; во-вторых, если будут осуществлять самостоятельное инвестирование в разработку компонентов и НИОКР, принимать современные инновационные решения; в-третьих, если будут иметь сертификат ИСО, а также экологический сертификат; в-четвертых, если обеспечат гибкое производство и будут проводить политику снижения издержек (увеличение номенклатуры и уменьшение партий); в-пятых, если резко повысят эффективность взаимодействия с производителями материалов и элементов автокомпонентов (логистика), будут строго соблюдать графики поставок [3].

Чтобы выявить перспективы развития отечественных производителей автокомпонентов, группа "Стратегика" провела экспертный опрос, основные результаты которого сводятся к следующему: 72 % отечественных производителей смогут успешно развиваться в форме совместных предприятий с зарубежными изготовителями аналогичных изделий, 25 % — могут это сделать самостоятельно и 3 % перспектив не имеют.

Опрос выявил и основные факторы мотивации зарубежных производителей к развитию производств автокомпонентов на территории России. Таких факторов как минимум три: привлекательность российского рынка (второй по величине в Европе), относительно дешевая и квалифицированная рабочая сила, благоприятные условия для экспорта. В то же время эксперты идентифицировали факторы, сдерживающие локализацию производств зарубежными производителями в России: непрогнозируемое ценовое поведение естественных и сырьевых монополий; высокая стоимость краткосрочных заемных средств; отсутствие на российских добывающих и перерабатывающих предприятиях технологий производства некоторых видов высокотехнологичного сырья и материалов или нежелание развивать их. Проблемой остается также дефицит электроники, резинотехнических изделий, пластмасс. И с этой точки зрения, как установила экспертная группа, наиболее перспективным для поставщиков автокомпонентов является сценарий "Партнерство", так как существующая база поставщиков фактически должна быть отстроена "с нуля", ориентируясь на повышенные требования совместных и локализованных зарубежных предприятий. Причем для каждого сегмента автомобильного рынка Российской Фе-

дерации. В то же время развитие национальной промышленности по производству автокомпонентов в России невозможно без наличия собственной базы НИОКР и интеллектуальной собственности по ключевым элементам технологий.

Опыт импортозамещения производства автокомпонентов есть уже в Китае, Турции и ЮАР. Основные меры помощи в этих странах сводились и сводятся к поддержке НИОКР с помощью государственных грантов (энергосберегающие технологии и электромобили), снижению налога на прибыль, двухлетнему освобождению от отчислений в фонд социального страхования, льготному выделению земли при осуществлении крупных инвестиционных проектов в отрасль, возмещению части инвестиций (например, в ЮАР – до 30 %) при реализации таких инвестиционных проектов [3]. Эффективным инструментом импортозамещения является также создание отраслевых кластеров и промышленных парков. В частности, установлено, что для многих динамично развивающихся национальных автомобилестроительных отраслей (Германия, Италия, Южная Корея) характерно успешное развитие сообществ малых предприятий – производителей автокомпонентов, сгруппировавшихся вокруг лидирующих крупных автомобилестроительных компаний на основе производственно-технологических, научно-технических и коммерческих связей в пределах географически ограниченных территорий. Потому что только в сочетании с финансовыми возможностями крупных предприятий малый и средний бизнес может проявить свои индивидуальные незаменимые

преимущества и довести новую идею до появления новой продукции.

Формами интеграции крупного и малого бизнеса в границах территориального кластера в сферах производства могут служить такие агломеративные инструменты, как субконтрактная (субподрядная) система, а в сфере обращения – механизм франчайзинга. Малые предприятия в силу своей инновационности и мобильности, независимо от своей принадлежности к производственной сфере или сфере обращения кластера, обладают большей способностью к нововведениям, чем крупные корпорации, и поэтому имеют потенциал стать "опорными точками роста" в механизме инновационного импортозамещения в автомобилестроительной отрасли.

Литература

1. Путин В.В. О наших экономических задачах // Ведомости. 30.01.2012.
2. Положение Минэкономразвития России от 01 июня 2011 г. "О реализации режима "промышленной сборки" моторных транспортных средств". http://www.economy.gov.ru/minec/about/structure/depsobeczone/doc20110601_05.
3. Рут С. Обзор рынка новых легковых автомобилей в России и перспективы его развития, 2012 г. http://www.pwc.ru/en_RU/ru/automotive/assets/automotive-review-2011.pdf.
4. Хосака Ф. Анализ предпосылок роста рынка автокомпонентов и возможностей для развития производства в России, 2007//<http://www.strategy.ru/conferences/59/>.



Голицынский автобусный завод "Группы ГАЗ" завершил техническое перевооружение производственной площадки в рамках обновления модельного ряда выпускаемой продукции. С начала 2012 г. инвестиции в реконструкцию и разработку новых продуктов ГолАЗа составили порядка 260 млн руб. Новая продуктовая гамма предприятия представлена междугородными автобусами особо большого класса ГолАЗ-6228.10 и большого класса ГолАЗ-5251 "Вояж", а также туристическим автобусом ГолАЗ-5291 "Крузиз" на новой агрегатной базе.

В рамках модернизации ГолАЗа обновлен парк оборудования предприятия: закуплено новое сварочное и окрасочное оборудование, новые инструменты и оснастка, организованы зоны грунтования и рихтовки каркаса кузова. Для усиления контроля потребительских свойств выпускаемой продукции на Голицынском автобусном заводе созданы зоны проверки качества и предпродажной подготовки по стандартам компании "Скания".

Новое оборудование ГолАЗа будет использоваться при производстве перспективных моделей продукции предприятия, разработка которых ведется в этом году, а начало серийного производства запланировано на 2013 г. Завод сфокусируется на производстве разработанных в этом году продуктов, а производство междугородных модификаций ГолАЗ-ЛиАЗ-5256 будет передано на Ликинский автобусный завод.

До конца года предприятие завершит рестайлинг туристического автобуса ГолАЗ-5291 "Крузиз": автобус будет выпускаться на шасси "Скания", машина оснащена двигателем мощностью 400 л.с. экологического стандарта "Евро-5", роботизированной коробкой передач "Оптикруз", новыми передней и задней

масками, световыми приборами "Хелла". Автобусы ГолАЗ "Вояж" и ГолАЗ-6228.10 будут выпускаться на модернизированном шасси с дисковыми тормозами, системой курсовой устойчивости (ESP) и роботизированной коробкой "Оптикруз". Салоны автобусов разработаны с учетом возможности установки оборудования для людей с ограниченными возможностями: подъемника кассетного типа, двойных дверей в средней части автобуса и площадки со специальными креплениями для инвалидных колясок. Интерьер всего модельного ряда автобусов ГолАЗ также будет обновлен.

Проведенная модернизация производственной площадки "ГолАЗ" и оптимизация производственных потоков по всему технологическому процессу позволяют увеличить среднемесячный темп выпуска автобусов с 10 до 60 ед. в две смены.

В 2012 г. более 50 автобусов ГолАЗ-5251 "Вояж" закупили частные и муниципальные автотранспортные предприятия Санкт-Петербурга, Самары, Мурманска, Краснодара, Тулы и др., 13 автобусов ГолАЗ-5291 "Крузиз" переданы подразделениям компании "Газпром".

На Дмитровском автополигоне НАМИ прошел тест-драйв среднетоннажных грузовых автомобилей "Мицубиси Фузо Кантер" с двигателем экологического класса "Евро-4". Журналистами ведущих автомобильных изданий под руководством опытных инструкторов автополигона было протестировано под загрузкой три транспортных средства: эвакуатор с двухуровневой платформой и автовозным прицепом, изо-термический фургон и тентованный авто-



поезд (бортовая платформа с прицепом). Возможности обновленного двигателя оценивались на трассе, состоящей из череды затяжных подъемов и спусков, а также на "горной дороге".

Как известно, "Фузо КамАЗ трас Рус" – совместное предприятие ОАО "КамАЗ" и "Мицубиси Фузо трас энд бас корпорейшн", начавшее свою деятельность в Набережных Челнах в апреле 2010 г. Первый автомобиль был собран здесь в июне того же года, а продажи "Кантеров" начались в июле. К октябрю 2012 г. рыночная доля СП в данном сегменте составила 47,2 %.

Представленные обновленные автомобили помимо усовершенствованного двигателя отличаются более комфортной кабиной и повышенной грузоподъемностью. Так, одиночный автомобиль может перевозить груз массой до 5,3 т, а в составе автопоезда – до 7,7 т. В конструкции двигателя "Мицубиси Фузо Кантер" предусмотрены уравнивательные валы, уменьшающие вибрации, что обеспечивает более комфортные условия для водителя. Обновленный 4,9-литровый двигатель развивает мощность 132 кВт (180 л.с.), т. е. стал на 20 % мощнее своего предшественника. На сегодняшний день среди основных конкурентов этот двигатель имеет наибольший крутящий момент (530 Н·м). Еще одна особенность нового "Кантера" – возможность контролировать уровень масла в двигателе из салона, что особенно удобно в холодное время года.

Учитывая специфику небольших компаний, которые не могут позволить себе парк техники разной грузоподъемности, в базовую комплектацию обновленного "Мицубиси Фузо Кантер" изготовители включили сертифицированное тягово-сцепное устройство, позволяющее использовать прицепную технику. В числе опций – кондиционер, тахограф и др.

Приобрести новый автомобиль можно будет весной 2013 г. у официальных дилеров ООО "Фузо КамАЗ трас Рус".



УДК 621.436.021

ПЛУНЖЕРНАЯ ПАРА ТНВД, ПОВЫШАЮЩАЯ СТАБИЛЬНОСТЬ ПРОЦЕССА ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЬ

Канд. техн. наук **В.Д. БУРДЫКИН**
Воронежский ГАУ (4732.253-49-73)

Рассмотрена конструкция плунжерной пары ТНВД, имеющая ряд преимуществ перед парами традиционного исполнения.
Ключевые слова: дизель, топливная аппаратура, плунжерная пара, износ, надежность, ресурс.

Burdykin V.D.

PLUNGER PAIR, INCREASED STABILITY OF INJECTION PROCESS

Construction of plunger pair, which has line of advantages before traditional pair, is considered.

Keywords: diesel, fuel equipment, plunger pair, wear, reability, recourse.

Динамические и экономические показатели дизелей зависят от технического состояния их топливоподающей аппаратуры и, в частности, степени износа плунжерных пар ТНВД: из-за их износа снижается цикловая подача топлива и, как следствие, падает мощность и ухудшаются пусковые свойства дизеля. Причина — увеличение утечек топлива через возросшие зазоры между прецизионными поверхностями этих пар, особенно в зоне дополнительного отверстия [1].

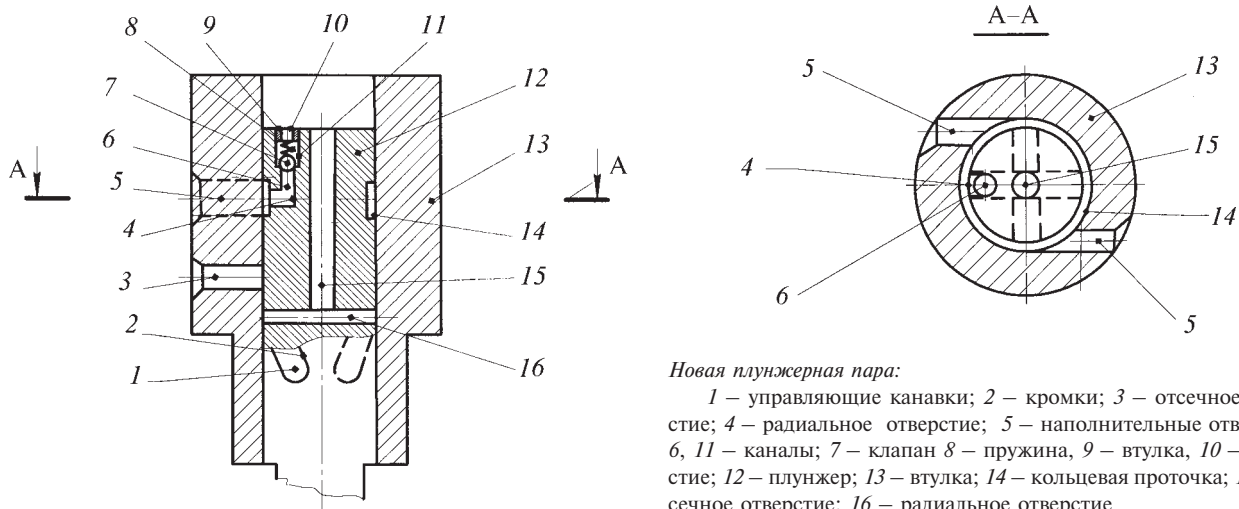
Чтобы повысить равномерность износа прецизионных поверхностей и, следовательно, снизить износ в названной выше зоне, автор разработал конструкции плунжерных пар, в которых за счет выполнения кольцевой проточки на плунжере изменены, по сравнению с серийным, расположение впускного и отсечного отверстий и процесс наполнения надплунжерного объема.

Как и следовало ожидать, в результате изменения направления движения топлива в процессе наполнения надплунжерного пространства износ прецизионных поверхностей действительно стал равномерным по всему периметру. Однако в этих конструкциях топливо в зоне максимального износа находится под высоким давлением в процессе впрыскивания (в районе дополнительных отверстий). И по мере увеличения износа в полость низкого давления его утечки все-таки возрастают, т.е. так же, как и в традиционных конструкциях. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для цикловых подач.

Пришлось искать новое решение (пат. № 2390650, РФ). Его суть видна из рисунка, на котором приведена схема конструкции новой плунжерной пары.

Эта пара содержит втулку 13 с симметричными дополнительными отверстиями 5, подводящими топливо из полости низкого давления головки насоса. Ниже дополнительных отверстий во втулке выполнено отсечное отверстие 3, соединенное с отсечной полостью насоса. Во втулке 13 размещен плунжер 12 с осевым (15) и радиальным (16) отверстиями, управляющими канавками 1 с кромками 2 и кольцевой проточкой 14. В плунжере выполнены два последовательно расположенных канала 6 и 11 и радиальное отверстие 4, соединенное с кольцевой проточкой 14. На выходе из канала 6 установлен клапан 7, выполненный в виде шарика. На него одним своим витком воздействует пружина 8, которая вторым витком опирается на втулку 9, имеющую отверстие 10.

Диаметр канала 11, в котором размещается клапан 7, выбирается таким, чтобы зазор между его стенками и шариком обеспечивал максимальную цикловую подачу, необходимую для конкретного дизеля.



Новая плунжерная пара:

1 — управляющие канавки; 2 — кромки; 3 — отсечное отверстие; 4 — радиальное отверстие; 5 — дополнительные отверстия; 6, 11 — каналы; 7 — клапан; 8 — пружина; 9 — втулка; 10 — отверстие; 12 — плунжер; 13 — втулка; 14 — кольцевая проточка; 15 — отсечное отверстие; 16 — радиальное отверстие

Плунжерная пара работает следующим образом.

При перемещении плунжера вниз под действием пружины и совмещении отверстия 5 втулки плунжера с проточкой 14 топливо из полости низкого давления ТНВД поступает в эту проточку. Но поскольку оси отверстий 5 относительно оси втулки смещены в разные стороны, то топливо начинает совершать вращательное движение и, значит, лучше заполняет кольцевую проточку. Кроме того, механические примеси, находящиеся в топливе, под действием центробежных сил перемещаются к внешней стороне проточки, что снижает вероятность их попадания в надплунжерное пространство.

Далее топливо, находящееся под давлением, равным давлению в головке ТНВД, через радиальное отверстие 4 и канал 6, воздействуя на клапан 7 и преодолевая усилие пружины 8, открывает этот клапан. В результате надплунжерное пространство через канал 11 и отверстие 10 во втулке 9 заполняется и пружина смещает плунжер вниз. И когда последний достигает своего нижнего положения, кулачковый вал воздействует на плунжер, и плунжер начинает перемещаться вверх. Как только кольцевая проточка 14 отсоединится от наполнительного отверстия втулки плунжера, давление топлива в надплунжерной полости начинает расти. Клапан 7 под действием пружины и этого давления садится на седло, исключая тем самым возможность перетекания топлива из надплунжерной полос-

ты высокого давления в зону впускного отверстия, где, как сказано выше, отмечается наибольший износ.

Плунжер продолжает движение вверх, и когда давление топлива становится равным давлению начала подъема иглы форсунки, начинается впрыскивание топлива в цилиндр дизеля. Оно продолжается до тех пор, пока кромки 2 управляющих канавок 1 совместятся с отсечным отверстием втулки плунжера, и надплунжерная полость соединяется с отсечной полостью насоса. В этот момент происходит отсечка подачи.

Рассмотренное решение, по мнению автора (и не только), — одно из наиболее удачных. Как показали эксперименты, оно действительно исключает попадание топлива под высоким давлением в зону наибольшего износа прецизионных поверхностей плунжерной пары, а следовательно, и протечки топлива в процессе топливоподачи. В итоге возрастает эксплуатационный ресурс плунжерных пар. Кроме того, новая организация процесса впрыскивания оказывает значительный положительный эффект на пусковых режимах, делает данные режимы более надежными.

Литература

1. Антипов В.В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристик топливной аппаратуры дизелей. М.: Машиностроение, 1982. — 177 с.

УДК 62-23

ИНЕРЦИОННАЯ АВТОМАТИЧЕСКАЯ БЕССТУПЕНЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА ПОВЫШЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ

Канд. техн. наук **С.В. АЛЮКОВ**
Южно-Уральский ГУ (351. 267-99-86)

Рассматриваются физическая и математическая модели инерционно-импульсной бесступенчатой передачи повышенной надежности.

Ключевые слова: инерционно-импульсная передача, импульсный механизм, механизм свободного хода, физическая и математическая модели, динамика, нелинейные колебания, фазовое пространство.

Alyukov S.V.

INERTIAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION WITH HIGHER RELIABILITY

The physical and mathematical models of the inertial-pulsed continuously variable transmission with improved durability are considered.

Keywords: inertial impulse transmission, impulse mechanism, one-way clutch, physical and mathematical models, dynamics, nonlinear vibrations, phase space.

Инерционно-импульсные передачи отличаются от других бесступенчатых передач компактностью конструкции, более высоким КПД, широким диапазоном трансформации крутящего момента, а также другими бесспорными преимуществами перед ними. Однако несмотря на явные достоинства, они не находят широкого применения на автомобильной технике. Основная причина — наличие в их составе механизмов свободного хода, которые недостаточно на-

дежны в условиях тяжелых режимов работы: больших динамических нагрузок и их пульсаций, высоких частот вращения коленчатого вала двигателя при их включении и выключении. Поэтому от них создатели АТС, мягко говоря, "открещиваются". И не без оснований.

Так, если представить схему инерционно-импульсных передач, то она всегда включает импульсный механизм с неуравновешенными грузами. Например, планетарный механизм с неуравновешенными сателлитами и два механизма свободного хода, один из которых (выходной) передает крутящий момент на ведомый вал, а второй (корпусной) замыкает обратный импульс момента на корпус передачи. Что, в общем-то, определяет возможный путь повышения надежности такой передачи. Его суть — сокращение числа механизмов свободного хода.

Пример тому — известная передача Хоббса [1], которая имеет лишь один (входной) корпусной механизм свободного хода, а ее выходной вал непосредственно связан с ведомым валом. Но для такой конструкции, к сожалению, характерна высокая неравномерность вращения ведомого вала, поскольку выходной вал импульсного механизма, связанный с ведомым валом передачи, совершает прерывистое вращение. Что, опять-таки, говорит о низкой надежности передачи.

Безнадежно ли такое положение? Думается, нет. И доказательство тому — рассматриваемая ниже конструкция инерционно-импульсной передачи без

корпусного механизма свободного хода. Примененное в ней конструктивное решение заключается в том, что выходной вал импульсного механизма связан с корпусом не с помощью механизма свободного хода, как в общей схеме, а с помощью упругой связи, работающей в окружном направлении. В качестве такой связи может выступать, например, крутильная пружина или торсионный вал. Схема такой передачи изображена на рис. 1, а принцип ее работы заключается в следующем.

При вращении ведущего вала 1 неуравновешенные грузовые звенья 2 создают знакопеременные импульсы момента, действующие на выходной вал 3 импульсного механизма. И так как выходной вал 3 связан с корпусом упругой связью 4, он совершает знакопеременные колебания, накапливая потенциальную энергию в упругом элементе при обратном направлении движения и отдавая ее вместе с положительным импульсом момента через выходной механизм свободного хода 5 на ведомый вал 6 при прямом направлении движения.

Такая конструктивная схема позволяет обойтись, как и в передаче Хоббса, лишь одним механизмом свободного хода, но, в отличие от нее, обеспечивает высокую равномерность движения ведомого вала, потому что выходной вал импульсного механизма непосредственно с ним не связан. Движение передается через механизм свободного хода, поэтому ведомый вал инерционно-импульсной передачи имеет возможность самостоятельного вращения.

При этом важно отметить, что замена корпусного механизма свободного хода на упругую связь не только сокращает число механизмов свободного хода, лимитирующих надежность передачи, но и снижает нагрузки на один оставшийся выходной механизм свободного хода за счет накопления потенциальной энергии в упругой связи при действии обратного импульса.

Рассмотрим, например, режим заторможенного ведомого вала — наиболее нагруженного режима работы передачи.

Средний момент M_{cp} , действующий на ведомый вал в общей жесткой схеме инерционной передачи, дает формула № 1 (см. таблицу), а момент в передаче с упругой связью вместо корпусного механизма свободного хода — формула № 2. Приравняв эти моменты, получим: $B = A / \pi$. Нетрудно доказать, что максимальный момент, действующий на ведомый вал передачи во втором случае, снижается в $\pi/2$ раз (рис. 2). Более того, при установке двух импульсных механизмов, действующих в противофазе, снижение максимального момента, действующего на заторможенный ведомый вал, в предлагаемой схеме составит, по сравнению с общей жесткой схемой, π раз. При этом на ведомый вал передачи будет действовать постоянный момент. (Кстати, аналогичная возможность стабилизации момента применительно к импульсным вариаторам отмечается в работе [2].)

На основе уравнений Лагранжа второго рода построим математическую модель рассматриваемой автоматической бесступенчатой передачи.

Так как передача представляет собой механическую систему переменной структуры, то можно выделить два участка в пределах одного цикла ее работы: раздельного движения выходного вала импульсного механизма и ведомого вала передачи и их совместного движения. На каждом из них движение передачи описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, в которых учитывается динамическая характеристика приводного двигателя [3].

При составлении этих уравнений в качестве обобщенных координат принимались углы α — поворота ведущего вала 1, β — поворота выходного вала 2 импульсного механизма и γ — поворота ведомого вала 6.

На первом из названных выше участков система дифференциальных уравнений будет иметь вид формулы № 3. (Значения входящих в нее коэффициентов A_1 – A_6 и параметров ψ и k определяются по формулам № 4.) На участке же совместного движения выходного вала импульсного механизма и ведомого вала передачи — вид формул № 5.

Воспользовавшись допущением [4] о постоянстве угловой скорости ведущего вала, т.е. что $\dot{\alpha} = \omega = \text{const}$, полученную таким образом математическую модель передачи можно значительно упростить, понизив порядок систем дифференциальных уравнений № 3 и 5, которые соответственно примут вид формул № 6 и 7. Более того, с помощью функции Хевисайда $\Phi(x)$ две системы можно свести к одной (формулы № 8).

Рассматриваемая передача представляет собой механическую систему переменной структуры. Исследование динамики таких систем, как правило, затруднительно, поскольку предполагает рассмотрение участков постоянства структуры по отдельности, с дальнейшим "сшиванием" участков. Запись же математической модели передачи в виде одной системы

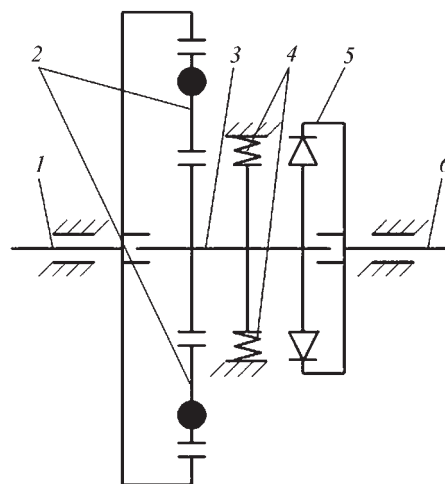


Рис. 1. Кинематическая схема инерционно-импульсной передачи:

1 — ведущий вал; 2 — неуравновешенные грузовые звенья; 3 — выходной вал (реактор) импульсного механизма; 4 — упругая связь; 5 — выходной механизм свободного хода; 6 — ведомый вал

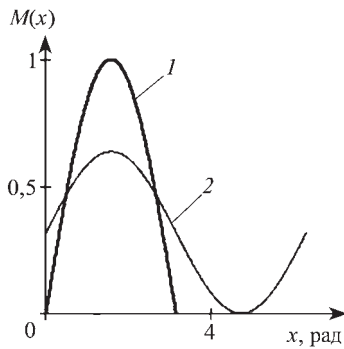


Рис. 2. График моментов, действующих на ведомый вал:

1 – передача выполнена по общей схеме; 2 – передача, предлагаемая автором статьи

дифференциальных уравнений (формулы № 8) позволяет не заботиться об отслеживании перехода движения от участка к участку, а ограничиться лишь заданием начальных условий. При этом процедура исследования динамики передачи значительно упрощается. Кроме того, разрывная функция Хевисайда допускает аппроксимацию аналитическими функциями. Значит, математическая модель передачи в виде одной системы уравнений может способствовать построению периодических решений и исследованию их устойчивости на основе аналитических методов.

Это подтверждают результаты решения формул № 8 методом Рунге–Кутты, выполненного с помощью компьютерной программы MathCAD. Параметры передачи при этом принимались следующими: $J_1 = 2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_2 = 0,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $nJ_3 = 0,25 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_4 = 4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $nm = 5 \text{ кг}$, $a = 0,02 \text{ м}$, $b = 0,08 \text{ м}$, $k = 0,1 \text{ м}$, $h = 0,083 \text{ м}$, $q = 4/3$, $M_c = 60 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega = 150 \text{ рад/с}$, $c = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Эти результаты показаны на рис. 3 и 4, на первом из которых дается зависимость угловых скоростей входного вала импульсного механизма ($\dot{\beta}$) и ведомого вала ($\dot{\gamma}$) от времени, а на втором – траектория движения выходного вала импульсного механизма с выходом на периодическое движение в фазовом пространстве.

Как видно из рис. 3, ведомый вал передачи, начав движение, довольно быстро выходит на установившийся, с незначительной неравномерностью вращения, режим, что полностью подтверждает преимуще-

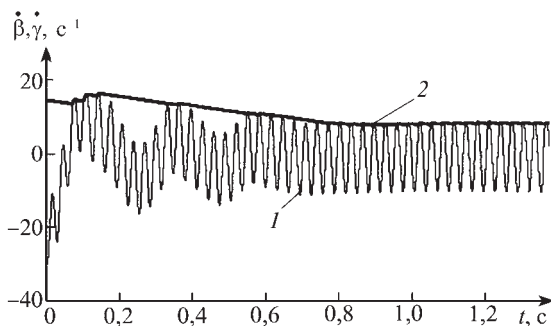


Рис. 3. Зависимость угловых скоростей выходного вала импульсного механизма (1) и ведомого вала (2) передачи от времени

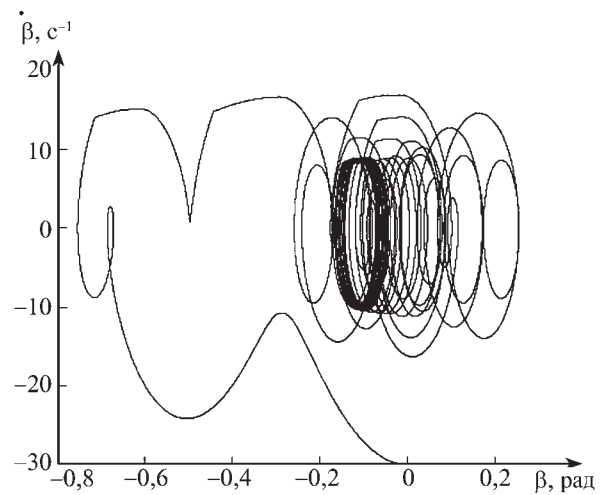


Рис. 4. Фазовые траектории движения выходного вала импульсного механизма

ство рассматриваемой передачи перед передачей Хоббса.

Одним из достоинств инерционных бесступенчатых передач является, как известно, возможность их работы в режиме прямой передачи, т.е. в качестве динамической муфты. Схема, о которой идет речь в статье, тоже может работать в режиме прямой передачи, для чего достаточно конструктивно связать упругое звено с корпусом, отключив тормоз. При этом обеспечивается вращение реактора импульсного механизма совместно с ведомым валом передачи.

И последние. Разработанная автором передача, очевидно, более надежна, чем другие известные инерционные бесступенчатые передачи: у нее нет корпусного механизма свободного хода, во многом лимитирующего надежность передач такого типа. Введенная же в конструкцию вместо корпусного механизма свободного хода упругая связь надежность передачи ничем не ограничивает, о чем свидетельствуют многочисленные примеры успешного использования упругих связей с вибрационным характером нагрузок в самых различных технических системах, например, в отбойных молотках, пружинных и торсионных подвесках автомобилей, тракторов и т.д. Кроме того, в ней, за счет накопления потенциальной энергии в упругом элементе, значительно (в ~3 раза) снижается нагрузка на выходной механизм свободного хода. При этом очень легко, исключив пульсации момента, обеспечить действие постоянного момента на заторможенный ведомый ее вал. Наконец, автор надеется, что то, что он свел математическую модель к одной системе нелинейных дифференциальных уравнений, поможет читателям – специалистам, занимающимся аналогичной проблематикой, исследовать законы движения таких передач, не отслеживая моменты перехода от одного участка работы к другому, а задавая лишь начальные условия в исходный момент времени.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M_{cp} = A \int_0^{\pi} \sin x \, dx = 2A$	A – коэффициент, зависящий от параметров импульсного механизма, выполненного по жесткой схеме
2	$M_{cp} = B \int_0^{2\pi} (1 + \sin x) \, dx = 2\pi B$	B – коэффициент, зависящий от параметров импульсного механизма, выполненного по упругой схеме
3	$A_1 \ddot{\alpha} + A_2 \ddot{\beta} + A_4 (\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6 \dot{\beta}^2 = M_d;$ $A_2 \ddot{\alpha} + A_3 \ddot{\beta} + A_5 (\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6 \dot{\alpha}^2 + c\beta = 0;$ $J_4 \ddot{\gamma} = -M_c; \quad M_d = M_n - T \dot{M}_d - \frac{(\dot{\alpha} - \omega_n)}{v \omega_x}$	M_d – крутящий момент на ведущем валу; c – угловая жесткость упругого элемента; M_c – момент сопротивления на ведомом валу; M_n – номинальный момент ротора двигателя; T – электромагнитная постоянная времени двигателя; ω_n – угловая скорость номинального холостого хода; ω_x – угловая скорость идеального холостого хода; v – коэффициент крутизны статической характеристики двигателя
4	$A_1 = J_1 n m a^2 + \left(\frac{a}{k} + q\right)^2 n J_3 + 2 n m a h \left(\frac{a}{k} + q\right) \cos \psi;$ $A_2 = n m a b + \left(\frac{a}{k} + q\right) \left(\frac{b}{k} - q\right) n J_3 + n m h \left(\frac{2 a b}{k} + (b - a) q\right) \cos \psi;$ $A_3 = J_2 + n m b^2 + \left(\frac{b}{k} + q\right)^2 n J_3 + 2 n m b h \left(\frac{b}{k} - q\right) \cos \psi;$ $A_4 = -n m a h \left(\frac{a}{k} + q\right) q \sin \psi, \quad A_5 = n m b h \left(\frac{b}{k} - q\right) q \sin \psi;$ $A_6 = -n m b h \left(\frac{b}{k} - q\right) q \sin \psi;$ $A_6 = n m k h q \sin \psi, \quad \psi = q(\alpha - \beta); \quad k = a + b$	J_1, J_2, J_3 – моменты инерции ведущего вала, выходного вала импульсного механизма и ведомого вала соответственно; $n J_3$ – суммарный момент инерции неуравновешенных звеньев относительно геометрического центра передачи; $n m$ – суммарная масса неуравновешенных звеньев; a, b, q – параметры импульсного механизма; h – расстояние между геометрическим центром и центром масс неуравновешенного звена
5	$A_1 \ddot{\alpha} + A_2 \ddot{\beta} + A_4 (\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6 \dot{\beta}^2 = M_d;$ $A_2 \ddot{\alpha} + (A_3 + J_4) \ddot{\beta} + A_5 (\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 = A_6 \dot{\alpha}^2 + c\beta = -M_c;$ $\ddot{\gamma} = \ddot{\beta}; \quad M_d = M_n - T \dot{M}_d - \frac{(\dot{\alpha} - \omega_n)}{v \omega_x}$	–
6	$A_3 \ddot{\beta} + A_5 (\omega - \dot{\beta})^2 - A_6 \omega^2 + c\beta = 0;$ $J_4 \ddot{\gamma} = -M_c$	–
7	$(A_3 + J_4) \ddot{\beta} + A_5 (\omega - \dot{\beta})^2 - A_6 \omega^2 + c\beta = -M_c;$ $\ddot{\gamma} = \ddot{\beta}$	–
8	$(A_3 + J_4 (1 - \Phi(\dot{\gamma} - \dot{\beta}))) \ddot{\beta} + A_5 (\omega - \dot{\beta})^2 -$ $- A_6 \omega^2 + c\beta = -M_c (1 - \Phi(\dot{\gamma} - \dot{\beta}));$ $J_4 \ddot{\gamma} = -M_c \Phi(\dot{\gamma} - \dot{\beta}) + J_4 \ddot{\beta} (1 - \Phi(\dot{\gamma} - \dot{\beta}))$	–

Литература

1. Леонов А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М.: Машиностроение, 1978. – 224 с.
2. Благодрагов А.А., Ревняков Е.Н. Механическая бесступенчатая передача импульсного типа // Автомобильная промышленность. 2007. № 5. С. 11–14.

3. Вейц В.А. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
4. Полецкий А.Т., Васин Г.Г. К интегрированию уравнений инерционного трансформатора момента. В кн.: Динамика машин. М.: Машиностроение, 1969. – С. 64–69.

РАЗРЫВНЫЕ КОЛЕБАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО БЕССТУПЕНЧАТОГО ПРИВОДА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Д-р техн. наук **А.Ф. ДУБРОВСКИЙ, С.А. ДУБРОВСКИЙ,
О.А. ДУБРОВСКАЯ**

Южно-Уральский ГУ (351. 267-98-23)

Рассматривается механический бесступенчатый регулируемый привод транспортных средств, содержащий нефрикционную бесступенчатую передачу непрерывного действия (НПНД).

Ключевые слова: механические бесступенчатые передачи, преобразователи, бесступенчатый привод, разрывные колебания, устойчивость, бифуркации движения.

Dubrovskiy A.F., Dubrovskiy S.A., Dubrovskaya O.A.

DISCONTINUOUS VIBRATIONS OF MECHANICAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION OF VEHICLES

The mechanical continuously variable adjustable transmission of vehicles containing non-friction stepless drive of continuous action is considered.

Keywords: mechanical continuously variable transmission, transformers, stepless drive, discontinuous vibration, stability, bifurcation of movement.

На рис. 1 изображена одна из конструктивных схем НПНД – обобщенная ее схема "с вращающимся эксцентриком". Причем механизм управления передачи выполнен по схеме "с двумя эксцентриками", где на эксцентрике 2 (рис. 1, а) свободно размещен промежуточный вал 3, связанный с ведущими звеньями 4 и 5 соответственно корпусного и выходного преобразователей. Ведомое звено корпусного преобразователя 4 кинематически связано с корпусом 8, а выходного 5 – с маховиком 6 ведомого вала 7. Изменяя относительное положение ведущего вала 1 и эксцентрика 2, можно изменять общий эксцентриситет промежуточного вала, а следовательно, и передаточное отношение НПНД.

В качестве преобразователей можно использовать зубчатые преобразующие механизмы (рис. 1, б). В этом случае ведущие звенья 4 и 5 преобразователей выполняются, например, в виде несимметричных зубчатых колес (микрохраповиков), а рабочие тела 12 шарнирно крепятся на наружных обоймах 11.

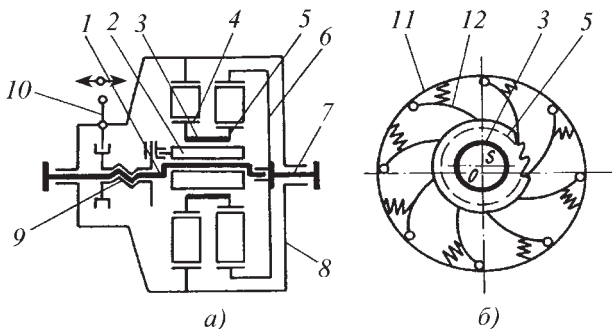


Рис. 1. Обобщенная схема НПНД:

1 – ведущий вал; 2 – эксцентрик; 3 – промежуточный вал; 4 – ведущее звено корпусного преобразователя; 5 – ведущее звено выходного преобразователя; 6 – маховик ведомого вала; 7 – ведомый вал; 8 – корпус; 9 – муфта; 10 – рычаг; 11 – наружная обойма; 12 – рабочее тело

Структура НПНД из-за наличия преобразующих механизмов – переменная. Рабочий процесс передачи представляет собой последовательное чередование $\Pi = \prod_{i=1}^{\infty} \Pi_i$ отдельных циклов Π_i движения (формула № 1 в таблице), совпадающих с периодом $t \in [0, t_1]$ действия одного рабочего тела преобразующего механизма.

Математическая модель исследуемой динамической системы имеет вид системы № 2 уравнений, в которой $\beta(t)$ и $\dot{\gamma}(t)$ определяются по формулам № 3.

Исследуемая динамическая система (формулы № 2 и 3) автономная. Ее фазовое пространство – трехмерно. Если в качестве фазовых принять координаты $\alpha(t)$, $\dot{\alpha}(t)$ и $M(t)$ и учесть, что на установившихся режимах граничные значения двух из них, $\dot{\alpha}(t)$ и $M(t)$, в начале и конце периода совпадают, то можно записать формулы № 4. Третья же координата, $\alpha(t)$, т.е. угол поворота ведущего вала НПНД, с течением времени монотонно возрастает.

Таким образом, на установившихся режимах рассматриваемая динамическая система, описываемая уравнениями № 2 и 3, совершает периодическое "вращательное" (Г.Е.О. Джакаля) движение, или (по терминологии Г.Н. Дубошина, Н.Н. Боголюбова и Ю.А. Митропольского) – периодические колебания второго рода. Следовательно, построение законов движения НПНД в данном случае эквивалентно решению граничной задачи, записанной в виде формул № 2, 3 и 4 с периодическими граничными условиями.

Очевидно, что анализу динамических процессов в приводе должно предшествовать аналитическое решение граничной задачи для дифференциальных уравнений № 2 и 3 движения обобщенной динамической модели бесступенчатого привода. Но здесь этого решения авторы не приводят в целях экономии печатной площади. Тем более что один из них, А.Ф. Дубровский, уже опубликовал его (Труды института. Челябин. политехн. ин-т. 1981. Вып. 2610). Однако полученные тогда аналитические зависимости и метод точечных отображений в фазовом пространстве использованы для исследования разрывных (нелинейных) колебаний привода, результатам которого посвящена данная статья.

Начнем с фазового пространства и фазовых траекторий для наиболее общего случая, соответствующего неустойчившимся колебаниям привода. При этом на первом этапе ограничимся анализом одного периода.

На неустойчившихся режимах дополнительные условия, в отличие от случая, соответствующего формулам № 4, имеют вид формул № 5, из которых видно, что построение законов движения привода эквивалентно решению задачи Коши. И такое решение было найдено. При этом было установлено, что полученное решение в каждой внутренней точке рассматриваемого периода во-первых, существует, во-вторых – единственно и, в-третьих – непрерывно зависит от времени t и начальных данных.

№ формулы	Формула	Примечание
1	$H = \prod_{i=1}^{\infty} H_i$	—
2	$\left. \begin{aligned} \dot{\alpha}(t) &= \dot{\varphi}_7[1 - v(M(t) + T_d \dot{M}(t))]; \\ [I_d + a_{11}^2(I_1 + A_1)]\dot{\alpha}(t)\ddot{\alpha}(t) &= \\ &= M(t)\dot{\alpha}(t) - \dot{\beta}(t)\ddot{\beta}(t)I_s - \dot{\gamma}(t)[a_{12}M_c + (I_3 + a_{12}^2 I)\ddot{\gamma}(t)] \end{aligned} \right\}$	$\alpha(t)$ – угол поворота ведущего вала НПНД; $\varphi_i(t)$, $i \in \{3, 4, 6, 7\}$ – углы, определяющие конфигурацию различных звеньев НПНД; v – условный коэффициент крутизны характеристики приводного электродвигателя; $M(t)$, M_c – соответственно крутящий момент двигателя и момент сопротивления, приведенный к ведомому валу бесступенчатого привода; T_d – электромагнитная постоянная приводного электродвигателя; I_i – коэффициенты, определяющие геометрические и инерционные параметры НПНД; a_i , $i \in \{1, 7, 11, 12\}$; A_1 – коэффициент, определяемый геометрическими параметрами обобщенной модели системы управления НПНД; $\beta(t)$, $\gamma(t)$ – соответственно углы поворота промежуточного и ведомого валов НПНД
3	$\begin{aligned} \dot{\beta}(t) &= a_{11}\dot{\alpha}(t)[a_1 N_{\varphi_6}(t) + a_7 N_{\varphi_3}(t)]; \\ \dot{\gamma}(t) &= \dot{\beta}(t) \Pi_{\varphi_4}(t) + a_1 a_{11}\dot{\alpha}(t) \Pi_{\varphi_6}(t) \end{aligned}$	$N_{\varphi_3} = \frac{\partial}{\partial \varphi_3} N(\varphi_3, \varphi_6), \quad N_{\varphi_6} = \frac{\partial}{\partial \varphi_6} N(\varphi_3, \varphi_6),$ $\Pi_{\varphi_4} = \frac{\partial}{\partial \varphi_4} \Pi(\varphi_4, \varphi_6), \quad \Pi_{\varphi_6} = \frac{\partial}{\partial \varphi_6} \Pi(\varphi_4, \varphi_6) -$ <p>первые передаточные функции (передаточные отношения) преобразующих механизмов НПНД</p>
4	$\dot{\alpha}^{i+1}(0) = \dot{\alpha}^i(t_1); \quad M^{i+1}(0) = M^i(t_1),$ $i \in \{1, 2, 3, \dots\}$	—
5	$\alpha(0) = \alpha^*; \quad \dot{\alpha}(0) = \dot{\alpha}^*; \quad M(0) = M^*$	—
6	$\bar{\zeta} = \arccos(\dot{\alpha}(0)(\dot{\alpha}^2(0) + \ddot{\alpha}^2(0) + \dot{M}^2(0))^{-0.5})$	—
7	$\alpha = \alpha(t), \quad \dot{\alpha} = \dot{\alpha}(t), \quad M = M(t)$	—
8	$T = \prod_{i=1}^n T_i$	—
9	$\bar{S} = \Pi(S)$	—
10	$\bar{S}^* = \Pi(S^*)$	—
11	$M^* = a_{12}M_c H_{\alpha}(\alpha^*) + \sum_{i=0}^4 E_{10+2i};$ $\dot{\alpha}^* = h_0 + E_9 + \sum \omega_i E_{2i}$	H_{α} – мгновенное значение передаточного отношения НПНД с "вращающимся" эксцентриком; E – единичная матрица; h – частота вращения вала приводного электродвигателя при "невозмущенном" движении НПНД
12	$\det[C(S^*) - \lambda E] = 0$	λ – характеристические числа характеристического уравнения
13	$C(S) = \begin{bmatrix} \frac{\partial \dot{\alpha}(t_1)}{\partial \dot{\alpha}(0)} & \frac{\partial \dot{\alpha}(t_1)}{\partial M(0)} \\ \frac{\partial M(t_1)}{\partial \dot{\alpha}(0)} & \frac{\partial M(t_1)}{\partial M(0)} \end{bmatrix}$	—

№ формулы	Формула	Примечание
14	$\lambda^2 - 2 \lambda \exp(r_1 t_1) \cos(r_2 t_1) + \exp(2 r_1 t_1) = 0$	$r_1 = -1 / (2 T_d)$
15	$(\exp(2 r_1 t_1) < 1) \wedge \left(\left \frac{2 \exp(r_1 t_1) \cos(r_2 t_1)}{1 + \exp(2 r_1 t_1)} \right < 1 \right)$	$r_2 = (2 T_d)^{-1} \sqrt{4 T_d (\nu \dot{\phi}_7 \bar{I}_0)^{-1} - 1}$; $\dot{\phi}_7$ – частота вращения вала приводного электродвигателя на режиме холостого хода; \bar{I}_0 – инерционный параметр ведущей системы обобщенной модели НПНД
16	$\forall \bar{k}_1 \neq 0$; $H_\alpha(\alpha^*) - a_{11} N_{\phi_1}(\phi_1^*) \neq 0 \Leftrightarrow \mu_0 \neq 0$	\bar{k}_1 – численный параметр выходного преобразователя, характеризующий каждую конкретную его конструкцию; μ_0 – управляющий параметр НПНД – относительный эксцентриситет промежуточного вала
17	$t_1 = \frac{2 \pi}{a_{11} k h_0} (1 + a \Pi_{\phi_6}(\alpha^*))$	–
18	$(t_1 > 0) \wedge (r_1 = -(2 T_d)^{-1} < 0) \Rightarrow 2 r_1 t_1 < 0 \Rightarrow \exp(2 r_1 t_1) < 1$	–
19	$\forall r_1, t_1 \in R: (\exp(r_1 t_1) - 1)^2 > 0 \Rightarrow \exp(2 r_1 t_1) + 1 > 2 \exp(r_1 t_1) \Rightarrow \frac{2 \exp(r_1 t_1)}{1 + \exp(2 r_1 t_1)} < 1 \Rightarrow \left \frac{2 \exp(r_1 t_1) \cos(r_2 t_1)}{1 + \exp(2 r_1 t_1)} \right < 1$	$r_q \equiv r_1$; R – множество вещественных чисел
20	$M_{\max} = 1, 3 a_{12} M_c H_\alpha(\alpha^*)$	–
21	$\alpha(t) = \alpha^* + \dot{\phi}_7 (1 - a_7 \nu a_{11} a_{12} M_c) t$; $M(t) = a_7 a_{11} a_{12} M_c$; $\beta(t) = a_7 a_{11} \dot{\phi}_7 (1 - \nu a_7 a_{11} a_{12} M_c) t + a_7 a_{11} \alpha^* + c_1$; $\gamma(t) = a_7 a_{11} \dot{\phi}_7 (1 - \nu a_7 a_{11} a_{12} M_c) t + a_7 a_{11} \alpha^* + c_2$; $\beta(t) = a_7 a_{11} \dot{\phi}_7 (1 - \nu a_7 a_{11} a_{12} M_c) t + a_7 a_{11} \alpha^* + c_1$; $\gamma(t) = a_7 a_{11} \dot{\phi}_7 (1 - \nu a_7 a_{11} a_{12} M_c) t + a_7 a_{11} \alpha^* + c_2$	c – постоянные интегрирования, определяемые начальными и граничными условиями движения НПНД

Данные обстоятельства позволяют сделать вывод: на множестве, выраженном формулой № 1, самопересечений фазовых траекторий исследуемой динамической системы нет. То есть фазовые траектории, по крайней мере, не являются сепаратрисными кривыми [1]: во всех внутренних точках отрезка они "гладкие".

Существенной топологической особенностью фазовых траекторий, которую необходимо учитывать при их построении, является также то, что в силу вращательного характера движения привода эти траектории направлены в сторону возрастания оси $\alpha(0)$.

Перечисленных свойств фазовых траекторий вполне достаточно для качественного описания их поведения в фазовом пространстве. Более же точные, т.е. количественные, характеристики можно получить на основе параметрических уравнений фазовых траекторий – решения задачи Коши применительно

к уравнениям № 2, 3 и 5. Для этого введем в рассмотрение гиперплоскости Z и Z' , первой из которых пусть будет плоскость $\alpha(0)$, а второй – плоскость $\alpha(t_1)$ (рис. 2). Тогда движению исследуемой динамической системы на отрезке, описываемом формулой № 1, соответствует перемещение изображающей точки S вдоль фазовой траектории Γ из положения $S_i[\alpha(0), \dot{\alpha}(0), M(0)]$, $S_i \in Z$, в положение $S'_i[\alpha(t_1), \dot{\alpha}(t_1), M(t_1)]$, $S'_i \in Z'$. Причем здесь очень существенно то, что фазовая траектория Γ пересекает плоскости Z и Z' , а не касается их. Следовательно, последние представляют собой "плоскости без контакта".

В справедливости этого утверждения нетрудно убедиться, анализируя формулу № 6, определяющую угол ζ между осью $O\alpha$ (см. рис. 1) и касательной к фазовой траектории Γ в точке S , т.е. при $t = 0$. Здесь

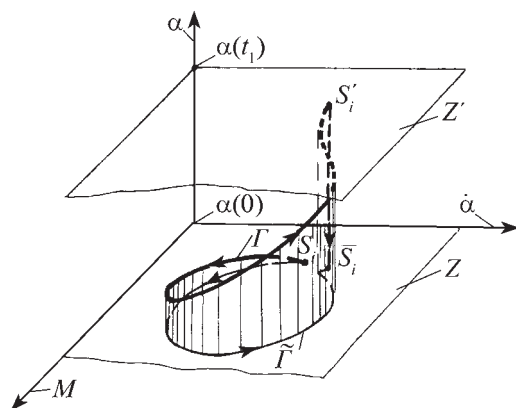


Рис. 2. Фазовый портрет одного цикла

предполагается, что параметрическое уравнение фазовой траектории Γ (формула № 7) определяется формулами № 2, 3, 5.

Действительно, если не рассматривать аварийный режим работы приводного электродвигателя (режим "опрокидывания"), то можно сделать вывод, что при работе на нормальных эксплуатационных режимах угловая скорость $\dot{\alpha}(t)$ его ротора никогда не обращается в нуль, в том числе и при $t=0$, т.е. $\dot{\alpha}(0) \neq 0$. В силу этого, согласно работе [1], $\forall t \in [0, t_1]: \dot{\alpha} \neq 0,5\pi$. Таким образом, при $t=0$ (в начальный момент времени периода Π_i) фазовая траектория Γ не может иметь направление, перпендикулярное оси $\alpha(0)$, а следовательно, не может "касаться" плоскости Z . Она может ее только "пересекать". Это доказывает, что плоскость Z и в самом деле по отношению к фазовой траектории Γ является "плоскостью без контакта".

Аналогичным образом доказывается подобное утверждение и в отношении плоскости Z' .

Теперь, учитывая рассмотренные базовые отображения, перейдем к точечным отображениям, порождаемым нелинейными колебаниями привода.

Выше было отмечено, что в процессе работы привода фазовая точка S_i , лежащая в плоскости Z , переходит в точку S'_i плоскости Z' . Следовательно, в пределах периода Π_i фазовые траектории Γ исследуемой динамической системы (формулы № 2, 3 и 5) порождают точечное отображение T'_i плоскости Z в плоскость Z' . Если, далее, спроектировать точку S'_i на плоскость $Z \{ \bar{S}[\alpha(0), \dot{\alpha}(t_1), M(t_1)] \}$ — проекция точки S'_i , т.е. если ввести в рассмотрение дополнительное отображение \bar{T}_i плоскости Z' в Z , то придем к отображению $T_i = T'_i \bar{T}_i$ плоскости Z "в себя". При этом необходимо отметить, что введение в рассмотрение отображения \bar{T}_i , а следовательно, и T_i , соответствующее скачкообразному изменению в конце периода Π_i фазовой координаты α на величину $\alpha_{11}^{-1} \zeta$, эквивалентно выполнению формулы № 4. Введение же в рассмотрение отображения T_i позволяет перейти от анализа одного периода Π к исследованию нелинейных колебаний привода на произвольном отрезке времени.

Действительно, как уже отмечалось, рабочий процесс привода можно представить как последовательное чередование $\Pi = \prod_{i=1}^{\infty} \Pi_i$ периодов Π_i . В пределах перво-

го периода изображающая точка, перемещаясь из положения S_1 в \bar{S}_1 , порождает на поверхности "без контакта" Z точечное отображение T_1 . При дальнейшем движении привода вновь имеет место период Π_2 . При этом изображающая точка из положения $S_2 \equiv \bar{S}_1$ совершенно аналогично перемещается в последующую точку \bar{S}_2 плоскости Z , порождая вновь точечное отображение T_2 , и т.д. Следовательно, движение привода на неустановившемся режиме в течение произвольного отрезка времени, представляющее последовательное чередование n периодов Π_i , в фазовом пространстве можно представить как последовательное произведение точечных отображений T_i , т.е. формулой № 8.

Обобщая изложенное выше, можно сделать вывод, что в процессе движения привода фазовые траектории вновь и вновь (через ограниченные промежутки времени) пересекают плоскость Z , порождая на ней точечное отображение T . Отсюда следует, что плоскость Z — "секущая" плоскость исследуемой динамической системы, описываемой уравнениями № 2, 3 и 4. Причем в силу единственности и непрерывной зависимости решения уравнений № 2, 3 и 5 от времени и начальных условий отображение T_i , а следовательно, и T — также непрерывное.

Последнее, в частности, означает, что для любой точки S_i , удовлетворяющей отмеченным выше условиям, всегда существует последующая точка \bar{S}_i отображения T_i , т.е. существует однозначная функция последования (формула № 9), являющаяся аналитическим выражением отображения T .

Заметим, что на основе формулы № 7 нетрудно получить выражение для отображения T . С этой целью достаточно рассмотреть отдельное отображение T_i плоскости Z в себя, переводящее некоторую точку $S_i^* [\dot{\alpha}(0), M(0)]$ плоскости Z в последующую точку $\bar{S}_i^* [\dot{\alpha}(t_1), M(t_1)]$ той же плоскости.

Установление факта, что плоскость Z есть секущая плоскость исследуемой динамической системы — основной и принципиальный момент проведенного анализа. Действительно, в работе [1] показано, что "...структура динамической системы взаимнооднозначно определяется структурой порождаемого ею на секущей поверхности точечного отображения...". Значит, исследование нелинейных, разрывных колебаний привода в данном случае эквивалентно анализу точечного отображения T плоскости Z в себя.

Сведение задачи исследования динамики привода к анализу точечного отображения T позволяет решить ряд прикладных задач: оценить устойчивость периодических разрывных колебаний привода, а также влияние различных конструктивных параметров на эту устойчивость, проанализировать бифуркации динамической системы и т.п.

Попытаемся это сделать, например, применительно к анализу фазового портрета привода.

Периодическим колебаниям исследуемой динамической системы в фазовом пространстве (рис. 3) соответствует замкнутая фазовая траектория – кривая Γ . При этом, как известно из работы [1], отображение T поверхности Z порождает неподвижную точку $S^*(\dot{\alpha}^*, M^*) \equiv \bar{S} \equiv S$, которая в общем случае определяется на основе формул № 7 и 9 по формуле № 10, а в рассматриваемом случае решение этой задачи имеет вид формул № 11. Но здесь следует отметить, что проекция $\tilde{\Gamma}$ фазовой траектории Γ на плоскость Z также будет замкнутой кривой.

Для качественного воспроизведения кривой $\tilde{\Gamma}$, в дополнение к тем свойствам фазовой траектории Γ , которые рассмотрены выше, необходимо добавить следующее.

В граничных точках периода Π_i действия одного рабочего тела преобразующего механизма НПНД, т.е. в точке S^* , происходит смена структуры динамической системы. Следовательно, она является единственной точкой, в которой нарушается "гладкость" фазовой траектории Γ и, одновременно, ее проекции $\tilde{\Gamma}$.

Действительно, в силу дифференцируемости формулы № 7 на отрезке $t \in [0, t_1]$ в каждой внутренней его точке производные M и $\dot{\alpha}$ непрерывны. Однако на границе этого отрезка, т.е. в моменты времени, когда изображающая точка находится в положении S^* (см. рис. 2), как уже отмечалось, правые части уравнений № 2 и 3, а одновременно и производные M и $\dot{\alpha}$ имеют разрывы первого рода. Разрывность же производных $M(t)$ и $\dot{\alpha}(t)$ обуславливает нарушение гладкости кривой $\tilde{\Gamma}$ определяемой формулами № 7.

Таким образом, проекция $\tilde{\Gamma}$ фазовой траектории Γ на плоскость Z является замкнутой, гладкой (за исключением точки S^*) кривой, а в точке S^* кривая $\tilde{\Gamma}$ имеет "заострение". Пример – рис. 4, на котором показана соответствующая кривая бесступенчатого привода УД-209. Но, заметим, что на неустановившихся режимах работы привода кривая $\tilde{\Gamma}$ не замкнута (см. рис. 2).

Необходимо также отметить, что в силу рассмотренных выше особенностей исследуемой динамической системы решение задачи Коши (формул № 2, 3 и 5) – единственное. Это означает, что замкнутая фазовая траектория (см. рис. 4) является изолированной. Значит, согласно существующей терминологии, в исследуемой динамической системе устанавливаются периодические колебания типа "предельный цикл".

Исследуем, далее, на устойчивость рассматриваемые периодические разрывные колебания привода. С этой целью проанализируем устойчивость неподвижной точки S^* отображения T плоскости Z в себя, которая определяется в зависимости от вида корней характеристического уравнения (формула № 12). Входящая в нее матрица $C(S^*)$ устойчивости в неподвижной точке $C^*(\dot{\alpha}^*, M^*)$ вычисляется по формуле № 13. И если все корни $\lambda_{1,2}$ формулы № 12 находятся внутри единичного круга, т.е. $|\lambda_{1,2}| < 1$, то неподвижная точка S^* устойчива.

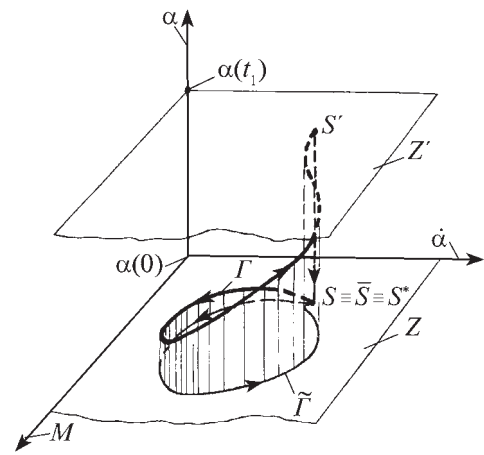


Рис. 3. Фазовый портрет одного цикла установившегося движения

После некоторых преобразований уравнение № 12 можно записать в виде формулы № 14.

Для проверки справедливости формулы № 13 воспользуемся критерием Шура [2], согласно которому должны выполняться соотношения между коэффициентами уравнения № 14, соответствующие формуле № 15. Нетрудно показать, что при соблюдении условия формулы № 16, т.е. при $\mu_0 \neq 0$ эти соотношения выполняются всегда.

Действительно, в этом случае, как показано в работе [3], значение t_1 дает формула № 17. Следовательно, $t_1 > 0$. Тогда, если принять во внимание очевидное (формула № 18), то в истинности первого из высказываний сомневаться оснований нет.

Истинность второго высказывания становится очевидной из формулы № 19, в которой используется общеизвестное $\forall r_2, t_1 \in \mathbb{R}: |\cos(r_2 t_1)| \leq 1$.

Таким образом, при условии, что $\mu_0 \neq 0$, соотношение $|\lambda_{1,2}| < 1$ выполняется всегда, т.е. неподвижная точка (формула № 11) отображения T устойчива в смысле Ляпунова. Но этой устойчивости, как известно, соответствует орбитно устойчивое движение динамической системы, в данном случае – бесступенчатого привода.

Наконец, о бифуркациях исследуемой динамической системы.

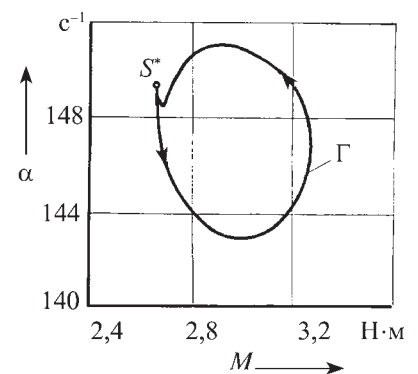


Рис. 4. Проекция фазовой траектории на плоскость $\alpha = \alpha(0)$

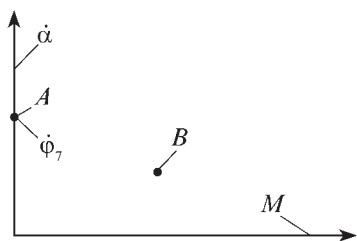


Рис. 5. К анализу бифуркаций

Характер движения бесступенчатого привода определяется рядом параметров, наиболее существенным из которых, определяющим структуру разбиения фазового пространства, является относительный эксцентриситет μ_0 промежуточного вала нефрикционной передачи непрерывного действия.

Действительно, как показано в работе [1], если не рассматривать аварийный режим работы приводного двигателя (режим "опрокидывания"), т.е. если считать, что условие, записанное в виде формулы № 20, выполняется, то можно сделать вывод, что форма решения задачи (формулы № 2, 3 и 5), а следовательно, качественный характер движения привода, определяется единственным критерием: выполняется или нет соотношение $\mu \neq 0$.

При выполнении этого соотношения решение рассматриваемой задачи имеет оговоренный выше вид. Исследуемая динамическая система, характеризующаяся переменностью структуры, совершает сложные разрывные колебания. Фазовый портрет одного цикла движения при различных режимах показан на рис. 2 и 3, причем установившийся режим движения, как показано выше, орбитно устойчив. Если же соотношение $\mu_0 = 0$ не выполняется, то решение задачи качественно иное и может быть

записано в виде формулы № 21. При этом структура динамической системы не меняется.

В рассматриваемом случае в передачах "с вращающимся эксцентриком", для которых $a_7 \equiv 0$, ведомый вал неподвижен, а приводной двигатель работает в режиме холостого хода ($M = 0$, $\dot{\alpha} = \dot{\phi}_7$). Фазовая траектория вырождается в прямую, параллельную оси $O\alpha$, которая проектируется на плоскость Z в точку A (рис. 5).

В схемах "с невращающимся эксцентриком" $a_7 \equiv 1$ и, согласно формуле № 21, ведущий, ведомый и промежуточные валы НПНД равномерно вращаются как одно целое. То есть имеет место режим прямой передачи. При нем фазовая траектория проектируется в точку B . Следовательно, в рассматриваемом случае (при $\mu_0 = 0$) основные звенья привода совершают равномерное вращательное движение.

Таким образом, если при $\mu_0 \neq 0$, т.е. на множестве $\mu \in]0; 0,1154[$, топологическая структура [1] привода исследуемой динамической системы неизменна, то в точке $\mu_0 = 0$ она претерпевает качественные изменения. Следовательно, значение параметра $\mu_0 = 0$ бифуркационное.

Нетрудно показать, пользуясь определением из работы [4], что решение системы № 21 является устойчивым по Ляпунову.

Литература

1. Неймарк Ю.И. Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний. М.: Наука, 1972. — 471 с.
2. Бабицкий В.И. Теория виброударных систем. М.: Наука, 1978. — 352 с.
3. Зубов В.И. Теория колебаний. М.: Машиностроение, 1979. — 400 с.
4. Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. М.: Наука, 1969. — 424 с.

УДК 621.88

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ СДВИГАЮЩЕЙ НАГРУЗКИ

Д-р техн. наук **И.С. АНТОНОВ, Е.А. КАШТАНОВА**
Ульяновский ГУ (8422. 97-32-49)

Приведены результаты оценки напряженно-деформированного состояния болтовых соединений.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, сдвигающая нагрузка, болтовое соединение, метод конечных элементов.

Antonov I.S., Kashtanova E.A.

STRESS-STRAIN STATE UNDER BOLTED JOINTS SHEARING LOAD

The results of the evaluation of the stress-strain state of the bolted connection are displayed.

Keywords: the stress-strain state (SSS), shear load, bolt connection, the finite element method (FEM).

Задача о распределении нагрузки в резьбовых соединениях и до сих пор остается актуальной, потому что уточнение конструктивных параметров таких соединений способствует снижению массы и стоимости машин, а также повышению их надежности [1,2]. В связи с этим предлагается рассмотреть работу резьбового соединения при действии на него наиболее часто встречающейся сдвигающей нагрузки (работа на срез), поскольку ряд вопросов, несмотря на многочисленные исследования, так и остается не выясненным до конца. Причем используется для этого программный комплекс ANSYS, который обладает способностью решать именно пространственные контактные задачи.

Конечно-элементный анализ, выполняемый в данном случае, работает в четыре этапа.

На первом из них в прочностном анализе Transient Structural программы ANSYS Workbench задается материал скрепляемых деталей. В нашем случае пусть это будут сталь 45, а также алюминиевые сплавы АК6, Д16, а в качестве материала винта и гайки — сталь 30ХГСА. Их характеристики приведены в таблице.

Материал	Модуль Юнга, МПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести, МПа	Временное сопротивление, МПа	Плотность, кг/м ³
Сталь 45	$2,1 \cdot 10^5$	0,26	360	610	7850
Сталь 30ХГСА	$2,1 \cdot 10^5$	0,26	850	1100	7850
АК6, Д16	$0,72 \cdot 10^5$	0,30	275	355	2770

На втором этапе во встроенном в ANSYS Workbench пакете строится геометрическая модель DesignModeler. При этом берутся две плиты размером $200 \times 60 \times 3$ мм, болт М20, а гайка выстраивается отдельно. С целью сокращения объема требуемой оперативной памяти головка болта и гайка моделируются упрощенно, в виде цилиндров.

На третьем этапе в программном комплексе ANSYS импортированная геометрическая модель разбивается на конечные элементы и в контактирующих деталях задается коэффициент μ трения скольжения без смазки, равный 0,15.

На четвертом этапе задаются сдвигающие силы $F_{сд}$. Они в нашем случае составляли 32,4 и 5,0 кН. Причем сила $F_{зат}$ затяжки болта для обоих вариантов принята одинаковой (57,17 кН), а болт для обоих вариантов исследования считался поставленным без зазора. Результаты проведенных авторами исследований приведены на рис. 1–4. Из них вытекает следующее.

Когда сдвигающая сила $F_{сд}$ больше силы $F_{тр}$ трения между пластинами, напряжения σ в болте (рис. 1) для пластин из стали и алюминиевых сплавов практически одинаковы. Максимум в точке "б" возникает в месте контакта головки болта с плитой из-за концентрации напряжений. По той же причине максимум в точке "д" приходится на конец резьбы болта.

Напряжения в болте для второго варианта (рис. 2) практически одинаковы до точки "б". Максимальные напряжения в точке "в" обусловлены тем, что плита "врезается" в болт под действием сдвигающей силы. Максимум напряжений при установке пластин из алюминиевых сплавов приходится на точку "е". На наш взгляд, это обусловлено более "свободным" деформированием болта (образованием зазора между

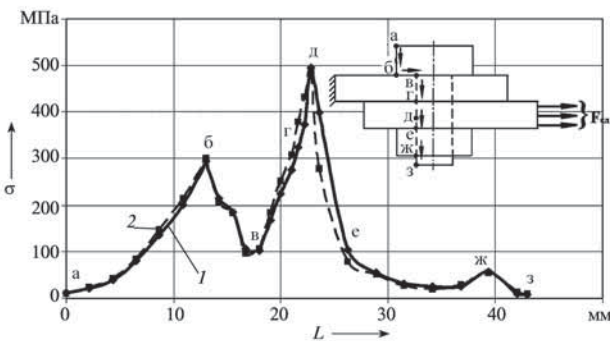


Рис. 1. Напряжения в болте на расстоянии L от его головки при действии сдвигающей силы $F_{сд} = 32,40$ кН и затяжке болта $F_{зат} = 57,17$ кН со стороны заделки верхней плиты:

1 – сталь 45; 2 – алюминиевые сплавы АК6 и Д16

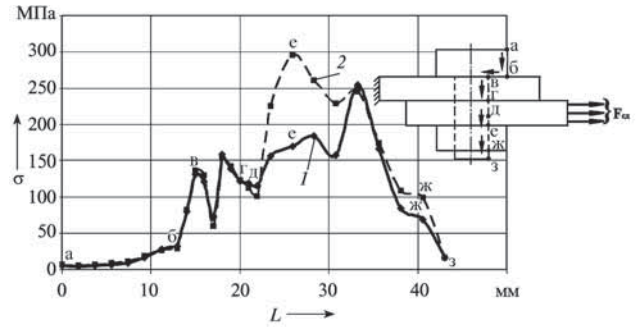


Рис. 2. Напряжения в болте на расстоянии L от его головки при действии сдвигающей силы $F_{сд} = 32,40$ кН и затяжке болта $F_{зат} = 57,17$ кН со стороны сдвигающей силы:

1 – сталь 45; 2 – алюминиевые сплавы АК6 и Д16

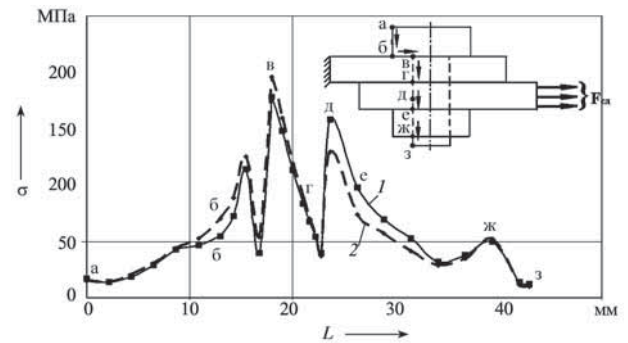


Рис. 3. Напряжения в болте на расстоянии L от его головки при действии сдвигающей силы $F_{сд} = 5$ кН и затяжке болта $F_{зат} = 57,17$ кН со стороны заделки верхней плиты:

1 – сталь 45; 2 – алюминиевые сплавы АК6 и Д16

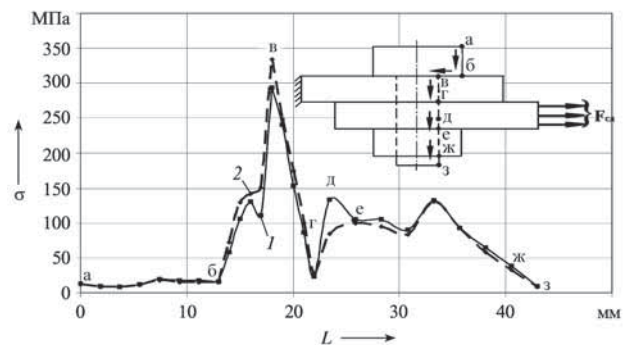


Рис. 4. Напряжения в болте на расстоянии L от его головки при действии сдвигающей силы $F_{сд} = 5$ кН и затяжке болта $F_{зат} = 57,17$ кН со стороны сдвигающей силы:

1 – сталь 45; 2 – алюминиевые сплавы АК6 и Д16

стержнем болта и пластиной) по сравнению с той же точкой на противоположной стороне (см. рис. 1) и наличием концентратора напряжений.

Если в рассмотренном случае ($F_{\text{зат}} = 57,17$ кН, $F_{\text{сл}} = 32,40$ кН) сдвиг пластин "гарантирован", то имело смысл произвести анализ НДС болта и при отсутствии сдвига (см. рис. 3, 4). Что и было сделано.

При этом оказалось, что в случае, когда сила $F_{\text{сл}}$ меньше силы $F_{\text{тр}}$ между пластинами, напряжения при варьировании материалами пластин мало отличаются друг от друга. При приложении же сдвигающей силы $F_{\text{зат}} = 5$ кН (вторая серия опытов – отсутствие сдвига между пластинами) картина напряженно-деформируемого состояния болта качественно изменяется. Это хорошо видно из сопоставления рис. 3, 4. Во втором случае (см. рис. 3) наиболее нагруженной частью оказывается участок перехода головки болта в

стержень (точка "в" – из-за концентраций напряжений). То же самое можно сказать и о зоне окончания резьбы (точка "д"). Стык (точка "з") плит в этом случае, как и следовало ожидать, не влияет на напряженно-деформированное состояние болта.

Таким образом, по результатам исследований можно сделать вывод: крепежный элемент в общем случае необходимо проверять на прочность (с учетом концентрации напряжений) в двух сечениях – под головкой болта и на сбеге резьбы.

Литература

1. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
2. Ануриев В.К. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. М.: Машиностроение, 2001.

УДК 629.114.4

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ БОРТОВОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГМП КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

Д-р техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ

Белорусско-Российский университет (+375.222.25-36-45)

На примере ГМП самосвала БелАЗ-7555 даются теоретические основы создания бортовой системы диагностирования, обеспечивающей в режиме реального времени определение технического состояния агрегатов карьерных самосвалов грузоподъемностью 45...60 т.

Ключевые слова: гидромеханическая передача, динамическое регулирование, бортовая система диагностирования, идентификация, техническое состояние.

Rynkevich S.A.

THEORETICAL BASIS OF MAKING OF ON-BOARD DIAGNOSTIC SYSTEM OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION OF DUMP TRUCK

On example hydromechanical transmission of dump truck BelAZ-7555 theoretical basis of making of on-board diagnostic system, which in real time provide for determination of the technical condition of the unit of the car-dump truck capacity 45...60 tons are confirmed.

Keywords: hydromechanical transmission, dynamic regulation, the on-board diagnostic system, identification, technical of the state.

Высокая производительность выполнения транспортной работы, безопасность движения, облегчение условий труда водителя, безаварийное функционирование механизмов АТС и качественное определение их технического состояния – важнейшие задачи, которые приходится решать создателям автомобильной техники. Однако получить равнопрочную и равнонадежную конструкцию, как правило, не удастся. Типичный тому пример – карьерные самосвалы. Их ГМП, самый дорогостоящий из механизмов, имеет, к сожалению, наименьший, по сравнению с остальными агрегатами, срок службы: многие ее элементы (фрикционы, гидравлические насосы), как свидетельствует практика, лимитируют надежность ГМП, выход из строя любого из них приводит к опасным отказам и аварийным ситуациям – вплоть до разрушения конструкции. В этой связи крайне желательным иметь на борту самосвала диагностическое устройст-

во, позволяющее в режиме реального времени определять фактическое состояние элементов ГМП и тем самым предотвращать внезапные ее отказы. Однако таких устройств пока нет. Существующие же традиционные подходы к определению технического состояния ГМП и обеспечению ее работоспособности, в том числе даже построенные на основе электронных мобильных систем, проблему не решают, поскольку для проведения их технических обслуживаний самосвал приходится выводить из рабочего цикла. Что и долго, и дорого.

Автор, проведя соответствующие теоретические и экспериментальные исследования, предлагает совершенно новый подход к решению проблемы. Его идея – система диагностирования ГМП должна быть бортовой, т.е. такой же, как указатель скорости двигателя АТС, манометр давления масла в двигателе и т.п. Другими словами, быть источником текущей информации для водителя. Но не только. Она должна быть активной и осуществлять динамическое регулирование длительности t_n перекрытия передач и удельной работы $W_{\text{уд}}$ буксования фрикционных дисков, снижая тем самым интенсивность их изнашивания (принцип недопустимости трения стали по стали); фиксировать и оценивать колебания давлений и расходов жидкости в гидравлических магистралях управления по критерию отклонения амплитуд пульсаций от областей работоспособности ГМП (принцип использования эффективных источников первичной информации); алгоритмы диагностирования ГМП должны учитывать закономерности изменения амплитуд пульсации давлений и расходов жидкости, длительность переходных процессов и колебаний давлений в магистралях ГМП от подачи гидравлического насоса, вязкости и температуры масла при автоматическом переключении передач; по критерию длительности t_3 заполнения гидроцилиндра фрикциона при автоматическом переключении передач фиксировать момент возникновения амплитуды первого всплеска давления (принцип контроля износа фрикционов); точно определять остаточный ресурс

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\vec{\omega} = \frac{1}{J} \vec{F} [\vec{M}_b, \vec{M}_{ГДТ}, \vec{M}_y, \vec{M}_d, \vec{M}_\phi, \vec{L}_\phi, \vec{L}_n, \vec{u}, \vec{\eta}];$ $\vec{M}_y = \vec{F}(\vec{c}, \vec{\omega}, \vec{u}); \quad \vec{M}_a = \vec{F}(\vec{\mu}, \vec{\omega}, \vec{u})$	<p>$\vec{\omega}$ и \vec{J} – векторы угловых скоростей и приведенных моментов инерции сосредоточенных масс; \vec{M}_b – вектор момента внешних воздействий (двигателя, сопротивления качению колес, подъему и воздуха); $\vec{M}_{ГДТ}$ – вектор воздействия преобразующих свойств ГДТ; \vec{M}_y и \vec{M}_d – векторы моментов упругих и диссипативных элементов; \vec{M}_ϕ – вектор момента трения фрикционных муфт ГДТ, коробки передач и между сосредоточенными массами ступиц и шин ведущих колес; \vec{L}_ϕ и \vec{L}_n – векторы дискретных функций состояния фрикционных муфт и ГДТ; \vec{u} и $\vec{\eta}$ – векторы передаточных чисел пар шестерен, обеспечивающих передачу энергии от входного вала к промежуточным валам понижающего и повышающего диапазонов главной и колесной передач и соответствующих КПД; \vec{c} и $\vec{\mu}$ – векторы параметров упругих и диссипативных элементов</p>
2	$d\omega_1 / dt = (M_d - M_{y1} - M_{d1}) / J_1;$ $d\omega_2 / dt = (M_{y1} + M_{d1} - M_n L_n - M_{\phi61} L_{\phi61}) / J_2;$ $d\omega_3 / dt = (M_n K_n L_n + M_{\phi61} L_{\phi61} - M_{y2} - M_{d2}) / J_3;$ $d\omega_4 / dt =$ $= \left(M_{y2} + M_{d2} - \frac{M_{\phi1} L_{\phi1}}{u_{кп1} \eta_{кп1,1}} - \frac{M_{\phi2} L_{\phi2}}{u_{кп2} \eta_{кп2,1}} \right) / J_4;$ $d\omega_5 / dt =$ $= (M_{\phi1} L_{\phi1} u_{кп1,2} \eta_{кп1,2} + M_{\phi2} L_{\phi2} u_{кп2,2} \eta_{кп2,2} - M_{y3} - M_{d3}) / J_5;$ $d\omega_6 / dt =$ $= (M_{y3} + M_{d3} - M_{\phi3} L_{\phi3} - M_{\phi4} L_{\phi4}) / J_6;$ $d\omega_7 / dt =$ $= (M_{\phi3} L_{\phi3} u_3 \eta_3 + M_{\phi4} L_{\phi4} u_4 \eta_4 - M_{y4} - M_{d4}) / J_7;$ $d\omega_8 / dt = M_{y4} + M_{d4} - \frac{M_{y5} + M_{d5}}{u_0 \eta_0} / J_8;$ $d\omega_9 / dt = \left(\frac{M_{y5} + M_{d5}}{u_k \eta_k} - M_{\phi k} L_{\phi k} \right) / J_9;$ $d\omega_{10} / dt = (M_{\phi k} L_{\phi k} - M_{y6} - M_{d6} - M_{f2}) / J_{10};$ $d\omega_{11} / dt = (M_{y6} + M_{d6} - M_{f1} - M_h - M_w) / J_{11}$	<p>$\omega_i, i=1, 11$ – угловые скорости сосредоточенных масс модели; M_d – крутящий момент двигателя; $M_{y_j}, j=1, 6$ – момент упругих элементов; $M_{d_j}, j=1, 6$ – момент диссипативных элементов; M_n – момент насосного колеса ГДТ; K_n – коэффициент трансформации ГДТ; $M_{\phi61}$ – момент трения фрикционной муфты блокировки ГДТ; $M_{\phi1} - M_{\phi4}$ – моменты трения фрикционных муфт ГМП; $M_{\phi k}$ – момент трения между сосредоточенными массами ступиц и шин ведущих колес; $u_{кп1,1}, u_{кп2,1}, u_{кп1,2}, u_{кп2,2}$ – передаточные числа пар шестерен, обеспечивающих передачу энергии от входного промежуточным валами коробки передач; $\eta_{кп1,1}, \eta_{кп2,1}, \eta_{кп1,2}, \eta_{кп2,2}$ – КПД этих пар; u_3, u_4 – передаточные числа пар шестерен понижающего и повышающего диапазонов коробки передач; η_3, η_4 – КПД этих пар шестерен; u_0, u_k – передаточные числа главной и колесной передач; η_0, η_k – КПД этих передач; M_{f1}, M_{f2} – моменты сопротивлений качению колес переднего и заднего мостов самосвала; M_h и M_w – приведенные моменты сопротивления дорожному подъему и воздуха; $L_{\phi1}, L_{\phi1} \dots L_{\phi4}$ – дискретные функции состояний фрикционных муфт; L_n – дискретная функция состояния ГДТ</p>
3	$M_\phi = \mu F_{сж} r_3 z k_z$	<p>μ – коэффициент трения; $F_{сж}$ – усилие сжатия фрикционных дисков; r_3 – эквивалентный радиус трения фрикциона; z – число пар трения; k_z – коэффициент снижения нажимного усилия</p>
4	$L_{61} = \begin{cases} 1 & \text{при } \omega_2 - \omega_3 \leq \Delta \omega; \\ 0 & \text{при } \omega_2 - \omega_3 > \Delta \omega \end{cases}$	<p>$\Delta \omega = 0,05$ рад/с – допустимая относительная погрешность оценки условия блокировки фрикционных элементов ГМП</p>
5	$\left. \begin{aligned} dM_{y1} / dt &= c_1(\omega_1 - \omega_2); \quad dM_{y2} / dt = c_2(\omega_3 - \omega_4); \\ dM_{y3} / dt &= c_3(\omega_5 - \omega_6); \quad dM_{y4} / dt = c_4(\omega_7 - \omega_8); \\ dM_{y5} / dt &= c_5(\omega_8 / u_0 - \omega_9 u_k); \\ dM_{y6} / dt &= c_6(\omega_9 - \omega_{10}) \end{aligned} \right\}$	–
6	$M_{f1} = f m_{a1} g r_{k0}$	<p>$f = 0,02$ – коэффициент сопротивления качению; m_{a1} – масса, нагружающая колеса переднего моста; g – ускорение свободного падения; r_{k0} – радиус качения колеса</p>
7	$M_{f2} = f m_a g r_{k0}$	<p>m_a – масса, нагружающая колеса заднего моста</p>
8	$M_h = m_a g h r_{k0}$	<p>m_a – масса самосвала; h – продольный уклон дорожного покрытия</p>
9	$M_w = k_w F_d v^2 r_{k0}$	<p>k_w – коэффициент сопротивления воздуха; F_d – мидель самосвала; v – его скорость</p>

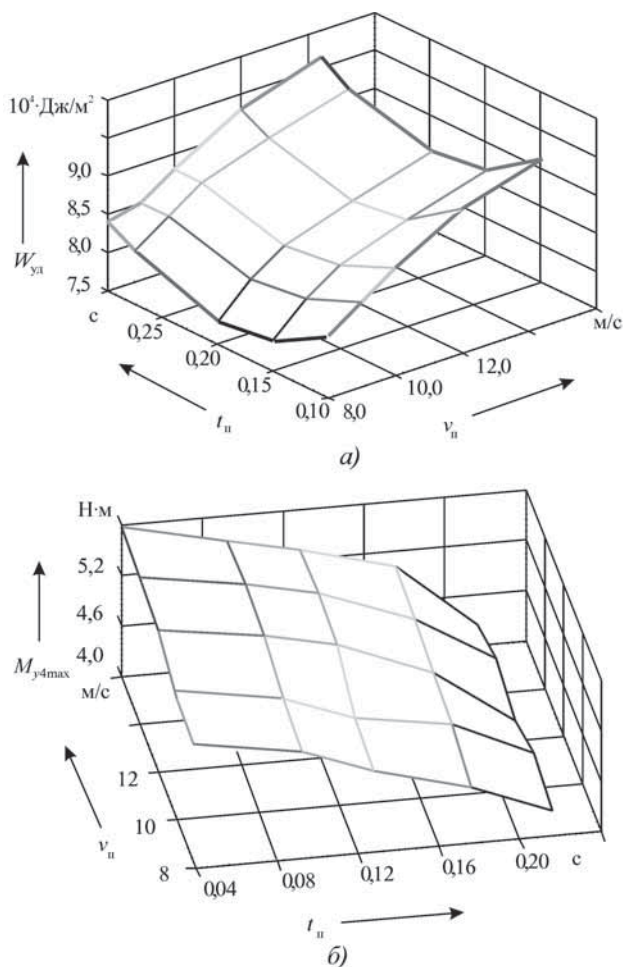


Рис. 1. Результаты исследования математической модели ГМП самосвала БелАЗ

конкретной ГМП (принцип индивидуального подхода), на основе гипотезы о существовании единых закономерностей изменения параметров однотипных объектов прогнозировать остаточный ресурс этой ГМП (принцип трендового прогнозирования).

Рассмотрим, как должен быть реализован, например, первый из перечисленных выше принципов – динамического регулирования длительности перекрытия передач ГМП (другие реализуются, в общем-то, по тем же законам).

Чтобы подробно изучить физические свойства ГМП и выявить закономерности ее функционирования, автор применил метод имитационного моделирования и получил динамическую модель трансмиссии самосвала с ГМП, построенную, как обычно в таких случаях, путем дискретизации сосредоточенных масс и позволяющую исследовать процессы функционирования объекта диагностирования на различных режимах с учетом поведения основных диагностических параметров. Правда, математическое описание объекта несколько отличается от известных. Прежде всего тем, что учитывает нелинейность характеристик двигателя, ГДТ, фрикционов переключения передач и аппаратов гидравлического привода управления ими, коэффициент трения и те-

плофизические параметры фрикционных дисков, а также механические и гидравлические потери в механизмах трансмиссии, упругие свойства рабочей жидкости и газожидкостной смеси гидравлической системы ГМП, наличие виртуальных (неудерживающих связей), характеристики внешней среды, создающей сопротивления движению, фрикционные связи колес с опорной поверхностью. Такая математическая модель позволила выявить основные факторы, параметры и характеристики компонентов ГМП, оказывающие наиболее существенное влияние на ее работоспособность, обосновать выбор диагностических параметров и установить их предельно допустимые значения.

Система дифференциальных уравнений, описывающая движение дискретных масс динамической модели, в векторно-матричном виде имеет вид формул № 1 (см. таблицу). При этом надо учитывать, что дискретные функции $L_{бн}$, $L_{ф1}$, ..., $L_{ф4}$, $L_{фк}$ равны единице в процессе включения фрикционных муфт в их замкнутом состоянии и – нулю при выключении и в выключенном состоянии фрикционных муфт, $L_{н} = 1$ при функционировании ГДТ, а $L_{н} = 0$ после его блокирования.

При построении математического описания ГМП использован структурно-матричный метод, позволивший получить систему, состоящую из 11 дифференциальных уравнений движения дискретных масс

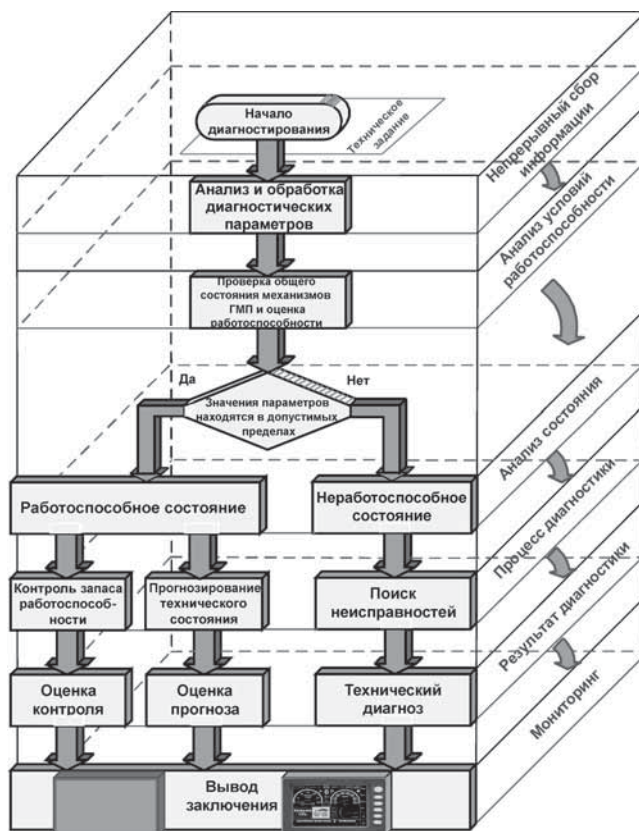


Рис. 2. Алгоритм оценки технического состояния ГМП самосвала БелАЗ

динамической модели, т.е. систему уравнений, представленную в виде формул № 2.

Моменты M_{ϕ} трения многодисковых фрикционов ГМП определялись по формуле № 3. Дискретные функции $L_{\text{бл}}$, $L_{\phi 1}$, ..., $L_{\phi 4}$, $L_{\phi 1к}$ в процессе включения муфт в их замкнутом состоянии считались равными единице, а при выключении и в выключенном состоянии муфт – нулю. Например, функция $L_{\text{бл}}$ имеет вид формулы № 4.

Физические же свойства упругих элементов описаны формулами № 5. Что же касается уравнений диссипативных элементов, то они такие же. Только в левой их части записывается момент M_{dj} диссипативного элемента, а в правой вместо коэффициента жесткости c_j используется коэффициент μ_j сопротивления. Так, уравнение для определения момента i -го диссипативного элемента имеет вид формулы № 6.

Все приведенные выше уравнения составляют единое математическое описание, что позволяет определить состояние и характер движения сосредоточенных масс динамической модели (угловые скорости и угловые ускорения масс), а также моменты в упругих элементах механизмов трансмиссии.

Для решения полной системы приведенных дифференциальных уравнений учтены характеристики внешних воздействий (вектор $\vec{M}_в$).

Так, моменты M_{j1} и M_{j2} сопротивления качению вычислялись по формулам № 7, приведенный момент M_h сопротивления дорожному подъему – по формуле № 8, а приведенный момент M_w сопротивления воздуха – по формуле № 9.

Нелинейные характеристики двигателя, ГДТ и фрикционных муфт моделировались по оригинальной методике.

Результаты теоретических исследований приведены на рис. 1, из которого видно, что установленные характеристики носят нелинейный характер, причем с ростом $V_{п}$ значения $M_{y4\text{max}}$ и $W_{уд}$ увеличиваются. При этом существуют области, при которых обеспе-

чивается приемлемая (наиболее благоприятная) динамика процесса переключения передач, – области с наименьшими динамическими нагрузками в трансмиссии и значениями работы буксования, а значит, износа фрикционных дисков. Эти области соответствуют временному диапазону длительности $t_{п}$ перекрытия передач в пределах 0,12...0,2 с.

На основе сказанного выше автор разработал алгоритмы определения технического состояния ГМП, которые пригодны для реализации в бортовой системе диагностирования. Один из таких алгоритмов приведен на рис. 2.

Он, как видно из рисунка, предписывает сбор и анализ необходимой совокупности диагностических параметров. Далее проверяется общее техническое состояние ГМП и ее элементов и на этой основе оценивается, находятся ли значения диагностических параметров в допустимых пределах. Далее определяется запас работоспособности, т.е. прогнозируется техническое состояние ГМП и выявляется ее остаточный ресурс. Если ГМП окажется неработоспособной, проводится поиск и локализация неисправностей с выдачей технического диагноза. О чем немедленно информируется водитель самосвала.

Таким образом, удалось разработать строго научные принципы создания системы бортового диагностирования технического состояния ГМП, установить, что для ГМП самосвалов длительность перекрытия передач на режиме переключения ступеней без разрыва потока мощности должна находиться в пределах 0,12...0,20 с, что позволяет уменьшить, по сравнению с ручным управлением, удельную работу W_y буксования в 1,7 раза, динамические нагрузки в ГМП в 1,3–1,5 раза, в том числе их уровень на входном валу коробки передач в 1,25–1,30 раза, карданном валу в 1,32–1,37 раза, и снизить потери самосвала во время переключения передач.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru

О ФИЗИЧЕСКОМ СМЫСЛЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук **В.И. КОПОТИЛОВ**

Тюменский филиал ВУНЦ сухопутных войск "ОВА ВС РФ" (3452. 26-84-82)

Рассматриваются основные составляющие механических потерь, влияющие на качение ведущего колеса автомобиля; определяются энергетический и силовой коэффициенты сопротивления качению, рекомендуются область и порядок их применения.

Ключевые слова: коэффициент сопротивления качению, ведущее колесо, автомобиль.

Kopotilov V.I.

ABOUT PHYSICAL MEANING OF COEFFICIENT ROLLING RESISTANCE OF DRIVING WHEEL VEHICLE

The main components of mechanical losses to rolling of driving wheel of vehicle are considered; energy and power coefficients of rolling resistance are defined; area and order of their application are specified.

Keywords: coefficient of rolling resistance, driving wheel, vehicle.

Исследованию сопротивления качению колеса посвящено огромное число работ. И во всех этих работах одним из главных предметов исследования является коэффициент, связывающий величину силы сопротивления качению и осевую нагрузку, прикладываемую к колесу, т.е. коэффициент сопротивления качению. Тем не менее проблема научного обоснования данного коэффициента еще далека от решения. На взгляд автора, это связано с отсутствием прежде всего полного понимания тех процессов, которые вызывают сопротивление качению колеса, а также их адекватного математического описания и истолкования. Поэтому попытаемся прояснить физический смысл как самого коэффициента сопротивления качению, так и сущность тех процессов, которые его определяют. Для этого рассмотрим процесс равномерного перемещения колеса в ведущем режиме с некоторой линейной скоростью v при угловой скорости ω_k его вращения (см. рисунок) по дороге с твердым покрытием.

К оси такого колеса со стороны корпуса автомобиля прикладываются крутящий момент M_k , сила Q сопротивления движения корпуса и часть силы G тяжести корпуса, которая в сумме с силой тяжести самого колеса создает осевую нагрузку G_k . Кроме того, со стороны дороги на него действуют нормальная (R_z) и продольная (R_x) реакции, а также момент M_f сопротивления качению. Наконец, колесо, снаб-

женное пневматической шиной, не может рассматриваться как абсолютно твердое тело. В процессе качения шина подвергается радиальным и тангенциальным деформациям, в результате чего возникают силы внутреннего трения, совершающие механическую работу, которая превращается в теплоту и рассеивается в окружающем пространстве, т.е. безвозвратно теряется. Мощность $N_{шт}$ этих сил (гистерезисные потери) отнимает значительную часть подводимой к ведущему колесу мощности N_k даже при движении на дорогах с твердым покрытием (асфальтобетон и др.). Но на первое место выступает мощность $N_f = M_f \omega_k$, развиваемая моментом M_f сопротивления качению, который создает распределенная нормальная реакция опорной поверхности. И хотя создание момента M_f представляет собой весьма сложный и еще не совсем изученный процесс, ясно, что в выбранных автором условиях (на дороге с твердым покрытием) главным фактором, предопределяющим момент

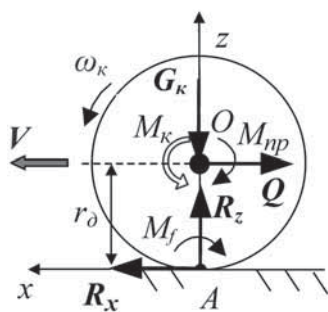


Схема сил, действующих на ведущее колесо автомобиля

сопротивления качению колеса, является действие гистерезисных сил, возникающих в самой шине, — сил ее внутреннего трения, которые играют в сопротивлении качению двоякую роль. С одной стороны, они выступают как источник механических потерь в самой шине, а с другой, во многом порождают второй источник механических потерь — смещение a_f вектора нормальной реакции R_z дороги относительно оси вращения колеса, что и приводит к образованию момента M_f сопротивления качению опорной поверхности ($M_f = a_f R_z$).

На формирование нормальных реакций R_z опорной поверхности с твердым покрытием оказывают влияние и другие силовые воздействия, которые обычно рассматриваются отдельно. К их числу следует отнести силы сопротивления воздушной среды, жидкой и пластичной фаз (вода, грязь), выдавливаемых из зоны контакта протектора с опорной поверхностью; силы прилипания, обусловленные тонким слоем жидкости на дорожной поверхности; силы адгезии, которые возникают при отсутствии между шиной и дорогой инородной среды и препятствуют отрыву выступов протектора от опорной поверхности. Кроме того, существенный вклад в сопротивление движению ведущего колеса вносит работа внешних сил трения, прикладываемых к его шине, т.е. сил трения скольжения, возникающих при проскальзывании части элементов протектора, контактирующих с опорной поверхностью. Ведь даже при отсутствии буксования колеса часть опорных микроплощадок протектора шины вынуждена переходить в режим скольжения, так как упругие деформации выступов протектора не могут полностью компенсировать кинематическое несоответствие двух сопрягаемых тел (упругой шины и дороги) и обеспечить 100%-е отсутствие всяких проскальзываний.

Мощность N_s , развиваемая силами трения скольжения, возрастает по мере увеличения крутящего момента M_k , подводимого к колесу, и угловой скорости ω_k его вращения. Особенно большой она становится тогда, когда ведущее коле-

со начинает буксовать, т.е. приобретает такое движение, при котором все элементы протектора, контактирующие с дорогой, работают в режиме скольжения.

Большая часть мощности внешних сил, действующих на ведущее колесо, связана с работой силы сопротивления кузова автомобиля. Мощность N_a этой силы определяется произведением скорости v движения оси колеса на величину продольного усилия Q , т.е. $N_a = Qv$. Эта мощность для ведущего колеса – полезная.

В процессе качения возникают и другие (их называют прочими) внешние силовые воздействия на колесо. К их числу прежде всего относятся силы сопротивления воздушной среды и подшипников ступицы колеса. Но мощность $N_{пр}$ этих сил ($N_{пр} = M_{пр} \omega_k$) относительно невелика, и они мало сказываются на сопротивлении качению.

Если учесть действие всех перечисленных выше внутренних и внешних сил, прикладываемых к ведущему колесу, то его мощностной баланс можно представить в виде формулы № 1 (см. таблицу). В нем есть один (N_a) вид полезных и четыре ($N_{ш}$, N_f , N_s , $N_{пр}$) вида непроизводительных затрат мощности, каждая из которых соответствует работе моментов четырех различных сил, прикладываемых к колесу и создающих сопротивление его качению: мощность $N_{ш}$ развивают силы внутреннего трения в шине; мощность N_s – силы трения скольжения, которые прикладываются к протектору со стороны дороги и являются частью ее продольной реакции R_x ; мощность N_f – результат действия смещенной нормальной реакции R_z опорной поверхности; мощность $N_{пр}$ – итог действия всех прочих внешних сил сопротивления.

Если все члены данного уравнения разделить на угловую скорость ω_k колеса и его динамический радиус r_d и учесть, что отношение v / ω_k равно его кинематическому радиусу ($r_k = v / \omega_k$), то, очевидно, получится уравнение силового баланса (формула № 2).

Сумма M_f^z всех моментов сопротивления вращению колеса эквивалентна произведению нор-

мальной реакции R_z на величину его соответствующего смещения a_z . Это можно записать в виде формулы № 3. И если ее правую часть разделить на динамический радиус r_d колеса, получим силу P_f сопротивления качению (формула № 4).

Обратим особое внимание на то, что при определении силы P_f суммарный момент (R_z , a_z) нужно делить именно на динамический, а не на кинематический радиус колеса, так как последний для силы P_f не является плечом и для реального колеса может использоваться только в кинематических расчетах. Другими словами, радиус r_k , в отличие от r_d , не связывает силу с моментом, он лишь связывает линейную скорость колеса с его угловой скоростью, и ничего более.

Присутствующий в формуле № 4 коэффициент $f_z = a_z / r_d$ автор назвал энергетическим коэффициентом сопротивления качению, так как он отражает совокупность всех энергозатрат (механических потерь) ведущего колеса, возникающих при его качении. И если исходить из уравнения моментов (формула № 3), то значение этого коэффициента можно выразить формулой № 5. Разделив же величины всех моментов, составляющих M_f^z , на нормальную реакцию R_z , получаем формулу № 6.

Как видим, все четыре компонента a_z образуют два вида сносов. При этом величина a_f представляет собой настоящий (физический) снос нормальной реакции дороги и может быть установлена при экспериментальном исследовании эпюры распределения нормальных сил в зоне пятна контакта, а три последние – только расчетным путем, по величине работы внутренних и внешних сил трения, а также работы прочих сил, создающих сопротивление качению. В этом их принципиальное различие.

Сказанное означает, что, вводя условные сносы $a_{ш}$, a_s и $a_{пр}$, мы заменяем исходную систему сил другой (условной), но оказывающей на колесо точно такое же (по объему механической работы) действие.

К сожалению, это не всегда понимают даже специалисты в об-

ласти качения колеса: многие считают, что силы внутреннего трения или силы внешнего трения скольжения не могут создавать сопротивление качению. Например, категорически отрицает сопротивление качению, создаваемое силами трения вследствие проскальзывания шины ведущего колеса, В.А. Петров [1]. Он исходит из того, что "сила трения при упругом буксовании действует на колесо в сторону его поступательного движения", но упускает из виду то, что работа этой силы отрицательна, следовательно, последнюю можно рассматривать как результат приложения некоторой условной силы сопротивления качению. Однако такая условная сила сопротивления качению имеет смысл только при оценке механических потерь колеса, так как сама по себе конечно же не создает физического сопротивления движению колеса.

Формулы № 5 и 6 дают ясное представление о том, чем определяется этот коэффициент, но они не очень удобны для расчета его численного значения. Поэтому для этой цели лучше использовать формулу № 8. Она получается из формулы № 7, которая, в свою очередь, вытекает из формулы № 2 при ее преобразовании с учетом формулы № 5.

Теперь рассмотрим работу ведущего колеса не с энергетической, а с силовой точки зрения. Для этого составим уравнение (формула № 9) моментов, соответствующее его равномерному вращению относительно собственной оси O . В нем, как видим, условных моментов сил внутреннего ($M_{ш}$) и внешнего (M_s) трения нет. И это вполне объяснимо. Момент $M_{ш}$ отсутствует, потому что силы и моменты внутренних сил колеса, как и любой другой механической системы, не определяют динамику вращения, так как их сумма (но не работа) всегда равна нулю [2]; отсутствие M_s связано с тем, что силы внешнего трения скольжения, определяющие численное значение этого момента, – лишь часть сил трения, создающих продольную реакцию R_x опорной поверхности, которая входит в уравнение № 7, т.е. они уже учтены посредством этой силы.

Поддача к колесу крутящего момента M_k вызывает продольную ре-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_k = N_{ш} + N_f + N_s + N_{np} + N_a$	—
2	$P_{\tau} = \frac{M_{ш} + M_f + M_s + M_{np}}{r_d} + Q \frac{r_k}{r_d}$	P_{τ} — сила тяги колеса; $M_{ш}$ — условный момент сопротивления качению, обусловленный действием всех внутренних сил трения в шине и приведенной к оси вращения колеса; M_f — момент сопротивления качению, создаваемый опорной поверхностью; M_s — условный момент сопротивления качению, приведенный к оси вращения колеса и создаваемый внешними силами трения скольжения шины; M_{np} — суммарный момент сопротивления качению, обусловленный совокупностью прочих внешних сил сопротивления, создаваемых окружающей средой (воздушной средой и дорогой)
3	$M_f^0 = M_{ш} + M_f + M_s + M_{np} = R_z a_3$	a_3 — суммарный снос вектора нормальной реакции R_z опорной поверхности относительно оси вращения колеса
4	$P_f = \frac{R_z a_3}{r_d} = R_z f_3$	f_3 — энергетический коэффициент сцепления
5	$f_3 = \frac{a_3}{r_d} = \frac{M_f^0}{R_z r_d}$	—
6	$f_3 = \frac{a_3}{r_d} = \frac{a_{ш} + a_f + a_s + a_{np}}{r_d}$	a_f — снос вектора нормальной реакции R_z опорной поверхности относительно оси колеса, обусловленной несимметричностью эпюры распределенной нормальной реакции дороги (плечо силы R_z); $a_{ш}$, a_s , a_{np} — условные сносы вектора R_z , обусловленные соответственно гистерезисными потерями в шине, потерями из-за проскальзывания микрощапок выступов ее протектора в пятне контакта и прочими механическими потерями
7	$P_{\tau} = R_z f_3 + Q \frac{r_k}{r_d}$	—
8	$f_3 = \frac{P_{\tau}}{R_z} - \frac{Q r_k}{R_z r_d}$	—
9	$M_k = M_f + M_{np} + R_x r_d$	R_x — продольная реакция опорной поверхности
10	$R_x = \frac{M_k}{r_d} - \frac{M_f + M_{np}}{r_d}$	—
11	$R_x = \frac{M_k}{r_d} - f_c R_z$	f_c — силовой коэффициент сопротивления качению
12	$f_c = \frac{a_c}{r_d} = \frac{M_f + M_{np}}{R_z r_d}$	—
13	$f_c = \frac{a_c}{r_d} = \frac{a_f + a_{np}}{r_d}$	—
14	$f_c = \frac{P_{\tau}}{R_z} - \frac{Q}{R_z}$	—
15	$f_3 = f_c + \frac{M_{ш} + M_s}{R_z r_d}$	—
16	$f_3 = f_c + \frac{a_{ш} + a_s}{r_d} = f_c + f_{ш} + f_s$	—

акцию R_x опорной поверхности, величина которой при равномерном качении выражается вытекающей из уравнения № 9 формулой № 10. При этом сумму моментов M_f и M_{np} , фигурирующих в правой части формулы № 10, можно представить в виде произведения нормальной реакции на соответствующее плечо a_c : $M_f + M_{np} = R_z a_c$. Заметим, что величина смещения a_c вектора R_z отличается от аналогичной величины a_3 , введенной выше. Причина состоит в том, что обе величины (a_3 и a_c) – плечи двух пар, имеющих разные моменты. Смещение a_3 плечо пары с моментом $M_f^3 = M_{ш} + M_f + M_s + M_{np}$, а смещение a_c – плечо пары с моментом $M_f^c = M_f + M_{np}$.

Если в формуле № 10 сумму моментов $M_f + M_{np} = R_z a_c$ разделить на динамический радиус колеса, то получим формулу № 11, в которой присутствует силовой коэффициент f_c^c сопротивления качению. Величина этого коэффициента определяется по формуле № 12.

Снос a_c реакции R_z , как и снос a_3 , можно представить в виде суммы нескольких смещений. В данном случае, учитывая формулу № 12, a_c можно представить в виде суммы двух смещений: $a_c = a_f + a_{np}$. Тогда силовой коэффициент f_c^c сопротивления качению можно записать в виде формулы № 13. Но этот же коэффициент, исходя из формулы № 11, очевидно, можно выразить и через действующие на колесо силы. Так, учитывая, что при равномерном движении $R_x = Q$, а отношение M_k к r_d есть не что иное, как сила P_T тяги колеса ($P_T = M_k / r_d$), формулу

№ 11 можно преобразовать в формулу № 14.

Сравнивая две, № 5 и № 12, основополагающие формулы, приходим к заключению, что численные значения энергетического и силового коэффициентов сопротивления качению одного и того же колеса в одних и тех же условиях неодинаковы. И это различие связано с работой внутренних и внешних сил трения, которые обуславливают условные моменты $M_{ш}$ и M_s сопротивления качению. Такое различие коэффициентов сопротивления качению и физических факторов, его определяющих, особенно наглядно выражает формула № 15, вытекающая из сопоставления формул № 5 и 12. Если бы не было сил внутреннего трения в шине и сил трения проскальзывания выступов протектора по опорной поверхности, то не было бы и им соответствующих механических потерь, следовательно, и условных моментов сопротивления качению ($M_{ш} = 0$ и $M_s = 0$). По этой причине численные значения энергетического и силового коэффициентов сопротивления качению были бы равны между собой. Но так как в действительности силы внутреннего и внешнего трения шины всегда совершают работу, то приходится констатировать, что энергетический коэффициент сопротивления качению ведущего колеса всегда больше силового, т.е. $f_3 > f_c$.

Различие в суммарных моментах сопротивления качению, которые отражают рассматриваемые коэффициенты f_3 и f_c , приводит к тому, что коэффициентам f_3 и f_c со-

ответствуют разные по величине эквивалентные (приведенные) смещения a_3 и a_c вектора нормальной реакции R_z опорной поверхности: поскольку $f_3 > f_c$, то и $a_3 > a_c$.

Если каждый компонент сноса нормальной реакции (см. формулу № 6) поделить на динамический радиус, то энергетический коэффициент сопротивления качению можно рассматривать как совокупность трех коэффициентов сопротивления (формула № 16). При этом f_c отражает удельную работу распределенной нормальной реакции дороги, $f_{ш}$ – удельную работу внутренних (гистерезисных) сил трения и f_s – внешних сил трения проскальзывания (пробуксовывания).

Если учесть, что силы внутреннего трения в шине, т.е. силы гистерезиса, предопределяют как f_c , так и $f_{ш}$, то можно констатировать, что при отсутствии значительного проскальзывания упругой шины именно они оказывают решающее влияние на значение как силового, так и энергетического коэффициента сопротивления качению. При этом в силовом коэффициенте сопротивления гистерезисные силы проявляют себя через эффект смещения нормальной реакции, а в энергетическом еще и посредством совершения работы трения.

Литература

1. Петров В.А. Уточнение силового баланса самоходной машины на базе развития теории качения пневматического колеса и ее практическое приложение // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1991. № 7. С. 17–19.
2. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики: учебник для ВТУЗов. М.: Высшая школа, 2003. – 719 с.

(Окончание следует)

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!

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА НА ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИКЛА

Д-р техн. наук **В.С. КУКИС, А.И. РЫБАЛКО**
ЮУрГУ (351. 267-94-51), ОАО "15 центральный автомобильный ремонтный завод"

Приведены результаты оценки влияния режима работы на характеристики рабочего цикла двигателя Стирлинга, полученные на двигателях размерностью 6,5/3,0 с двумя вариантами нагревателя – трубчатый и щелевым. Даны уравнения регрессии, позволяющие рассчитать основные показатели двигателя в функции скоростного режима, температуру стенки горячей полости и статического давления рабочего тела во внутреннем контуре.

Ключевые слова: двигатель Стирлинга, нагреватель, температура, горячая полость, статическое давление.

Kukis V.S., Ribalko A.I.

IMPACT ASSESSMENT MODE ON THE CHARACTERISTICS OF THE STIRLING ENGINE ON INTEGRAL CHARACTERISTIC OF CYCLE

Given the results evaluation of impact assessment mode on the characteristics of the Stirling engine cycle, obtained on the engines of dimension 6,5/3,0 with two variants of the heater – tubular and fricative. Shows the regression equations that permit to calculate the basic indicators of engine function in speed mode, the temperature of the hot cavity wall and the static pressure of gas in the domestic circuit.

Keywords: Stirling engine, heater, temperature, hot cavity, static pressure.

Влияние режимов работы на интегральные характеристики рабочего цикла двигателя Стирлинга авторы изучали на двигателях размерностью 6,5/3,0 с двумя вариантами нагревателя: трубчатый и щелевым. Эти двигатели представляют собой, по классификации Киркли [1], машины вытеснительного типа (β -конфигурации). Вариант двигателя, имеющего трубчатый нагреватель (ДС 6,5/3,0 Т), показан на рис. 1, внешний вид двигателя со щелевым нагревателем (ДС 6,5/3,0 Ш) – на рис. 2. Их основные характеристики следующие:

Максимальная эффективная мощность, кВт 1
Тип механизма привода ромбический
Частота вращения коленчатых валов, мин⁻¹ до 1500
Диаметр цилиндра, см. 6,5

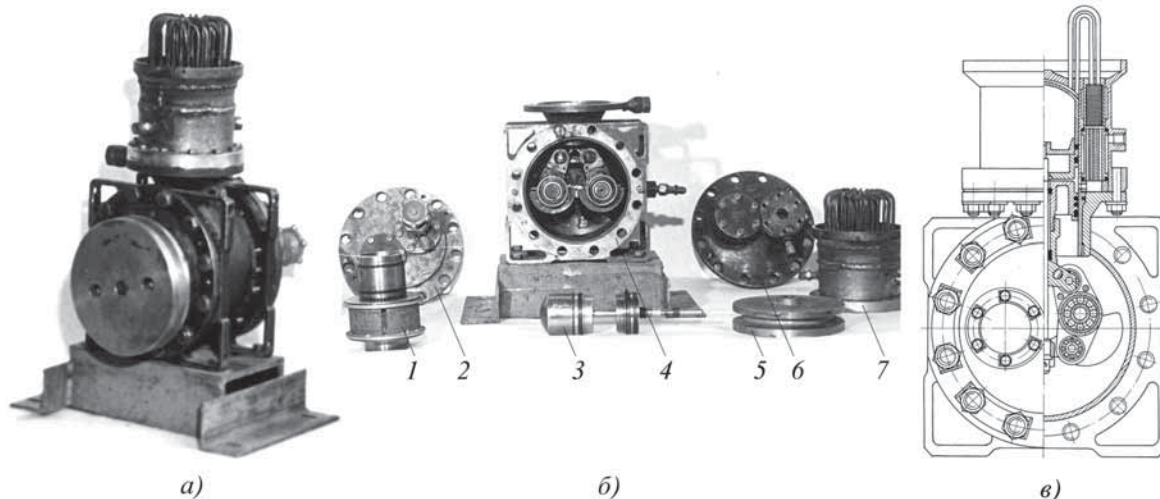


Рис. 1. Внешний вид (а) двигателя ДС 6,5/3,0 Т, его узлы и детали (б) и его устройство (в):

1 – цилиндр с надетым охладителем; 2 – передняя крышка картера; 3 – вытеснитель и рабочий поршень в сборе со штоками; 4 – картер в сборе с ромбическим приводным механизмом; 5 – маховик; 6 – задняя крышка картера; 7 – трубчатый нагреватель в сборе с регенератором

Ход рабочего поршня и вытеснителя, см.	3,0
Степень сжатия	1,55
Деэксилал, мм	15
Радиус кривошипа, мм	14
Длина шатуна, мм	40
Фазовый сдвиг рабочего поршня относительно вытеснителя, град	51°20'
Объемы, см ² :	
рабочий	101,6
нагревателя	27,2
регенератора (геометрический)	150,8
холодильника	32,3.

Исследования этих двигателей проводились в два этапа. На первом был взят двигатель с наиболее распространенным типом нагревателя – трубчатый; на втором – оценивались характеристики модернизированного на основе результатов первого этапа варианта двигателя со щелевым нагревателем (ДС 6,5/3,0 Ш).

По итогам предварительного анализа в качестве воздействующих факторов были приняты средняя скорость C_m^B перемещения вытеснителя, которая подсчитывается по формуле № 1 (табл. 1) и представляет собой некоторую газодинамическую характеристику двигателя, температура T_c стенки горячей полости и статическое давление $p_{ст}$ рабочего тела во внутреннем контуре (давление заполнения внутреннего контура рабочим телом). Причем для удобства последующего обобщения экспериментального материала перечисленные факторы рассматривались, как

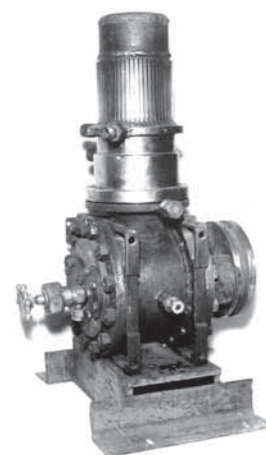


Рис. 2. Внешний вид двигателя ДС 6,5/3,0 Ш

№ формулы	Формула	Примечание
1	$C_m^B = \frac{S^B n}{30}$	S^B – ход вытеснителя
2	$\bar{v}_m = \frac{C_m^B}{C_{m \max}^B}$	–
3	$\bar{T}_{ст} = \frac{T_{ст}}{T_{oc}}$	–
4	$\bar{p}_{ст} = \frac{p_{ст}}{p_{oc}}$	–
5	$\bar{p}_{mi} = 0,1815 - 0,0538 X_v + 0,0393 X_t - 0,065 X_p - 0,0055 X_v X_t + 0,0052 X_v X_p - 0,0152 X_t X_p + 0,0035 X_v X_t X_p$	–
6	$z_i = 0,046 - 0,0113 X_v + 0,0049 X_t + 0,0107 X_p - 0,0004 X_v X_p$	–
7	$\pi = 1,379 - 0,0831 X_v + 0,0854 X_t - 0,1111 X_p - 0,0169 X_v X_t - 0,0134 X_t X_p + 0,0164 X_v X_t X_p$	–
8	$\bar{p}_{mi} = 0,3205 - 0,047 X_v + 0,0392 X_t - 0,0577 X_p - 0,0072 X_v X_t + 0,0032 X_v X_p - 0,0045 X_t X_p + 0,0036 X_v X_t X_p$	–
9	$z_i = 0,062 - 0,0073 X_v + 0,0048 X_t - 0,0078 X_p - 0,0006 X_v X_t$	–
10	$\pi = 1,858 - 0,0669 X_v - 0,0864 X_t - 0,1036 X_p - 0,0081 X_v X_t + 0,0131 X_v X_t X_p$	–

обычно в таких случаях, в относительной форме. Масштабом отнесения служили соответственно средняя скорость C_m^B перемещения вытеснителя при максимальной частоте n вращения коленчатого вала двигателя, температура T_{oc} окружающей среды и давление p_{oc} окружающей среды.

Таким образом, в качестве воздействующих факторов использовались газодинамическая функция \bar{v}_m (формула № 2), относительная температура $\bar{T}_{ст}$ стенки горячей полости двигателя (формула № 3) и относительное статическое давление \bar{p}_c рабочего тела (формула № 4).

Влияние перечисленных факторов на выходные параметры оценивалось на следующих режимах, определяющих экспериментальную область факторного пространства: $n = 400 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$; $T_{ст} = 773 \dots 953 \text{ К}$ ($500 \dots 680 \text{ }^\circ\text{C}$); $p_{ст} = 1,0 \dots 5,0 \text{ МПа}$ ($10 \dots 50 \text{ кгс/см}^2$); $\bar{v}_m = 0,45 \dots 1,00$; $\bar{T}_{ст} = 2,67 \dots 3,29$; $\bar{p}_{ст} = 1,0 \dots 5,0$.

Полученные в ходе исследований зависимости относительной мощности, относительного среднего индикаторного давления (масштабом отнесения служило статическое давление газа) и соотношения давлений рабочего тела, в диапазоне которых совершается цикл, от названных выше факторов приведены на рис. 3. Рассмотрим их.

Начнем с двигателя ДС 6,5/3,0 Т, характеристики которого на рисунке изображены сплошными и штриховыми линиями с точками.

Как видим, с увеличением \bar{v}_m (рис. 3, а) значения всех параметров цикла снижаются, что обусловлено ростом гидравлических сопротивлений с повышением скорости перетекания рабочего тела из холодной полости в горячую и обратно. При этом наиболее интенсивно падает \bar{p}_{mi} : при увеличении \bar{v}_m в 2 раза – более чем на 45 %, тогда как мощность – лишь на 37,3 %, а степень сжатия π – на 10 %.

Отсюда очевидный вывод: увеличение \bar{v}_m ухудшает такие важные показатели цикла, как z_i и \bar{p}_{mi} . И только снижение π можно считать явлением благоприятным: оно сокращает механическую нагруженность деталей двигателя, подвергающихся действию газовых сил.

Рост $\bar{p}_{ст}$ в 5 раз (рис. 3, б) понижает \bar{p}_{mi} более чем на 110 %, мощность – на 44,8 %, а соотношение предельных давлений цикла – на 13 %.

Повышение температуры $T_{ст}$ стенок горячей полости дает противоположные последствия (рис. 3, в): увеличение в 1,4 раза приводит к росту мощности двигателя на 60 %, \bar{p}_{mi} на 92 %. При этом механическое "ужесточение" цикла составляет всего лишь 12 %. Следовательно, заметное повышение эффективности цикла с ростом $\bar{T}_{ст}$ наблюдается на фоне относительно медленного увеличения механической напряженности деталей двигателя.

Полученные в результате обработки опытных данных уравнения регрессии для \bar{p}_{mi} , z_i и π имеют вид формул № 5, 6 и 7 соответственно.

Низкий абсолютный уровень параметров рабочего процесса двигателя с трубчатым нагревателем в значительной степени объясняется еще и теплотехническими особенностями регенератора. Так, замеры мгновенной температуры потока в сечениях с одной и другой его сторон на номинальном режиме позволили установить, что от газа к насадке отдается только 71 % теплоты, необходимой для снижения температуры рабочего тела до минимального значения, а остальные 29 % отводятся в охладителе и холодной полости, т.е. теряются. В ходе регенеративного нагрева к рабочему телу возвращается лишь 83 % того, что было получено ранее насадкой. В результате лишь 59 % теплоты, требующейся для нагрева от T_{\min} до T_{\max} , газ получает в регенераторе. Остальные же 41 % приходится подводить извне, т.е. расходовать из-за неэффективного эффекта процесса регенерации.

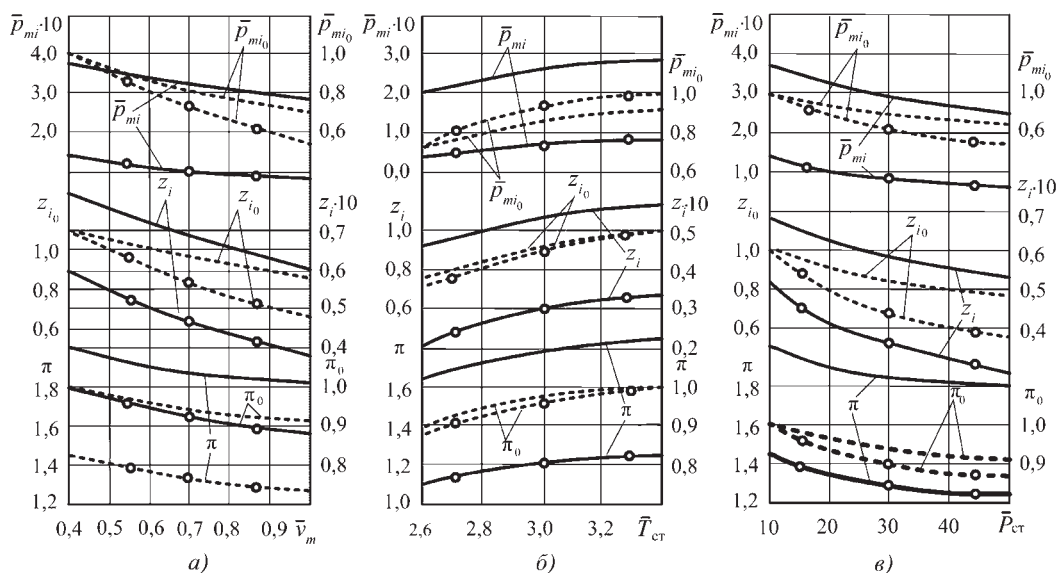


Рис. 3. Зависимость индикаторных параметров цикла от средней скорости перемещения вытеснителя (а), температуры стенки горячей полости (б) и статического давления рабочего тела (в)

Таким образом, испытания двигателя с трубчатым нагревателем и регенератором, выполненным в виде 12 отдельных стаканов, показали, что для улучшения рабочего процесса необходимо совершенствовать гидравлические характеристики тракта, соединяющего холодную и горячую полости, и повышать теплотехническую эффективность регенератора.

С целью снижения гидравлического сопротивления тракта была разработана и изготовлена головка со щелевым нагревателем и изменена конструкция регенератора, который стал кольцевым.

Испытания этого модернизированного варианта двигателя (ДС 6,5/3,0 Ш), характеристики которого на рис. 3 показаны сплошными и штриховыми линиями без точек, позволили найти уравнения регрессии, описывающие поведение \bar{p}_{mi} , z и π в функции рассмотренных выше факторов, т.е. уравнения № 8, 9 и 10 соответственно.

Графическая интерпретация полученных результатов, как уже упоминалось, представлена на рис. 3 линиями без точек. Там же приведены относительные значения всех параметров процесса для обоих вариантов нагревателя, обозначенные с индексом "0", — \bar{p}_{mi_0} , z_{i_0} и π_0 (масштаб отнесения — максимальные значения соответствующих параметров).

Учитывая, что абсолютные значения коэффициентов при независимых переменных отражают силу влияния соответствующих факторов на рассматриваемый параметр и анализируя полученные графические зависимости, можно отметить следующие закономерности.

Характер изменения рассматриваемых параметров рабочего процесса в функции \bar{v}_m , $T_{ст}$ и \bar{p}_{mi} одинаков для обоих конструктивных вариантов двигателя. Наиболее существенно на процессы во внутреннем контуре влияет статическое давление газа. Вторым по значимости фактором является средняя скорость перемещения вытеснителя. Слабее же всего на показатели рабо-

чего процесса влияет температура стенки горячей полости двигателя. (Этот вывод хорошо иллюстрируется данными табл. 3, где значения коэффициентов уравнений регрессии приведены в процентах от наибольшего из них.) Рабочий процесс двигателя с щелевым нагревателем менее чувствителен к изменению скорости перемещения вытеснителя и статического давления газа. Об этом свидетельствуют меньшие абсолютные значения коэффициентов при соответствующих факторах в уравнениях регрессии и графики отдельных величин параметров процесса при изменении \bar{v}_m и \bar{p}_{mi} (см. рис. 3, а и в). Причина отмеченной закономерности заключается в снижении гидравлического сопротивления тракта, соединяющего горячую и холодную полости двигателя, в результате чего слабее проявляются негативные последствия увеличения скорости перетекания газа и его плотности.

Зависимость параметров цикла от температуры стенки горячей полости у обоих вариантов конструкции двигателя одинакова: величины коэффициентов регрессии при X_T практически совпадают.

Модернизированный вариант двигателя имеет более высокие значения всех рассмотренных показателей рабочего процесса. На номинальном режиме, например, изменение конструкции обусловило рост \bar{p}_{mi} более чем в 3,5 раза, z_i — почти в 1,8 раза, π — в 1,45 раза. (Заметим, что

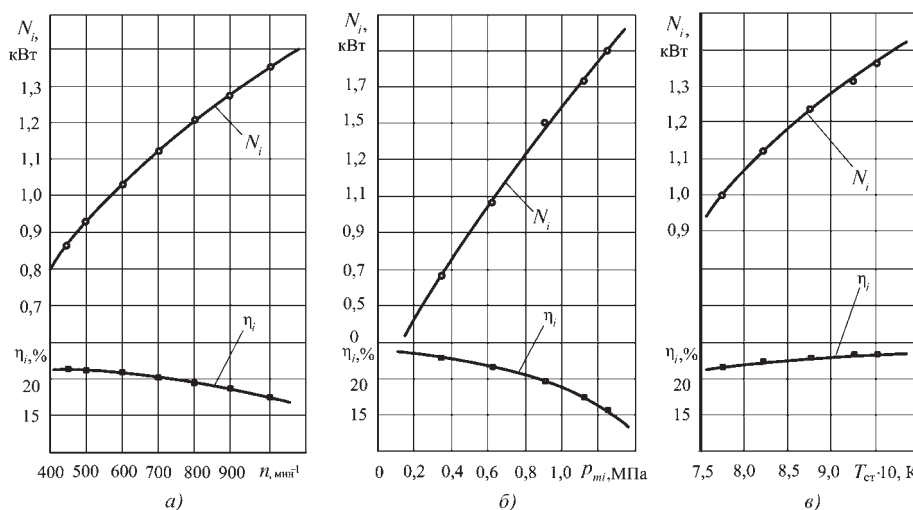


Рис. 4. Зависимость индикаторной мощности и КПД двигателя от частоты вращения коленчатого вала (а), среднего индикаторного давления (б) и температуры стенки горячей полости (в)

увеличение \bar{p}_{mi} и z_i представляет собой положительное явление, рост же π отрицательно сказывается на механической нагруженности деталей, подвергающихся действию газовых сил. В связи с этим более заметное увеличение \bar{p}_{mi} и z_i в сравнении с π – позитивный факт.)

Индикаторные мощностные и экономические показатели двигателя с шелевым нагревателем при его работе по внешней скоростной и нагрузочной характеристикам в зависимости от частоты вращения коленчатого вала, среднего индикаторного давления и температуры стенки горячей полости (рис. 4) показывают, что при $n \approx 1000 \text{ мин}^{-1}$, $\bar{p}_{mi} \geq 0,8 \text{ МПа}$, $p_{ct} \geq 3,0 \text{ МПа}$ и $t_{ct} \geq 913 \text{ К}$ ($650 \text{ }^\circ\text{C}$) обеспечивается N_i , близкая к 1,5 кВт. Однако эффективная мощность N_e не превышает 1,0 кВт, поскольку η_i при данных значениях параметров невысок.

В заключение оценим влияние скорости движения вытеснителя, температуры стенки горячей полости и статического давления рабочего тела на термодинамическую эффективность цикла и его экономичность, а также тепловую нагрузку на систему охлаждения двигателя. И сделаем это по рис. 5, а, б, в, на которых приведена графическая интерпретация соответствующего экспериментального материала по двигателю ДС 6,5/3,0 Щ. Так, из рис. 5, а хорошо видно, что увеличение скорости движения вытеснителя ухудшает экономичность и термодинамическую эффективность цикла: при увеличении \bar{v}_m в 2 раза (от 0,5 до 1,0) \bar{q}_2 возрастает с 42 до 90, т.е. более чем в 2 раза, а η_e , наоборот, снижается с 27 до 23 %, т.е. на 15 %.

При этом существенно увеличивается тепловая нагрузка на систему охлаждения двигателя: при изменении \bar{v}_m от 0,5 до 1,0 внешний теплоотвод повышается более чем в 2 раза.

Таким образом, хотя увеличение частоты вращения коленчатого вала и дает некоторое повышение мощности двигателя, однако оно сопровождается ухудшением практически всех интегральных характеристик цикла, совершающегося во внутреннем контуре.

Повышение температуры стенки горячей полости оказывает практически такое же влияние на параметры цикла, как и увеличение максимальной температуры рабочего тела: с ростом \bar{T}_{ct} ухудшается экономичность, повышается термодинамическая эффективность процессов и увеличивается тепловая нагрузка на его систему охлаждения (рис. 5, б).

Увеличение статического давления рабочего тела ведет к росту плотности газа и гидравлических потерь во внутреннем контуре (рис. 5, в). Изменяется характер процессов, со-

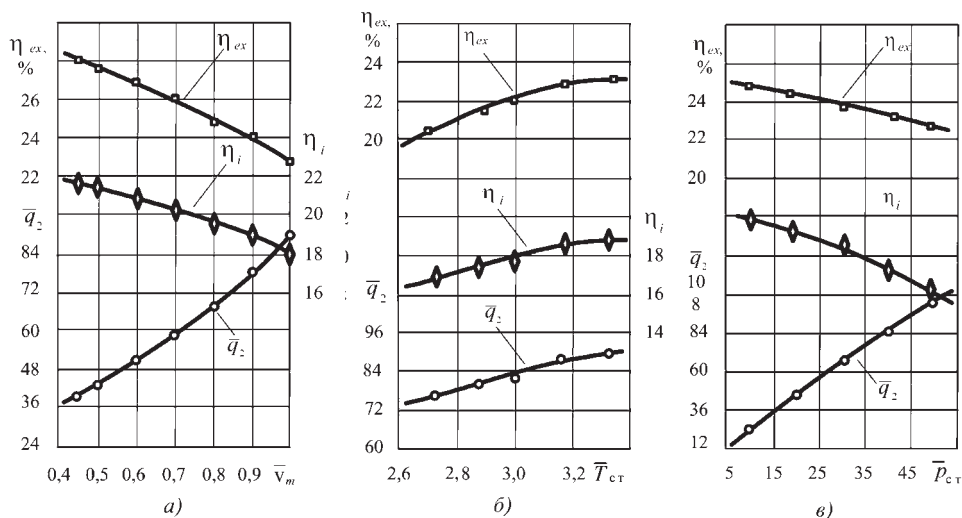


Рис. 5. Зависимость параметров цикла двигателя от газодинамической характеристики (а), статического давления рабочего цикла (б) и температуры стенки горячей полости (в)

Таблица 2

Параметр	\bar{v}_m		\bar{T}_{ct}		\bar{p}_{mi}	
	ДС 6,5/3,0 Т	ДС 6,5/3,0 Щ	ДС 6,5/3,0 Щ	ДС 6,5/3,0 Т	ДС 6,5/3,0 Т	ДС 6,5/3,0 Щ
\bar{p}_{mi}	82,8	81,5	60,5	67,9	100,0	100,0
z_i	100,0	93,6	43,4	61,5	94,5	100,0
π	74,8	64,8	77,8	83,4	100,0	100,0

провожающихся подводом теплоты. Конечная разность температур газа и теплоисточника в них увеличивается (при изменении \bar{p}_{ct} от 10 до 40, например, на 95 К). И хотя температура внешнего теплоотвода уменьшается (соответственно на 41 К), суммарная необратимость процессов теплообмена все же возрастает. Естественный результат всего этого – снижение экономичности и термодинамической эффективности.

Повышение статического давления газа сопровождается и весьма заметным ростом тепловой нагрузки на систему охлаждения двигателя в единицу времени, так как увеличивается масса участвующего в теплообмене рабочего тела.

Таким образом, повышение статического давления газа, давая возможность поднять мощность двигателя, ухудшает термодинамические характеристики процессов, совершающихся во внутреннем контуре двигателя Стирлинга. Однако если учесть, что с ростом T_{ct} улучшаются некоторые другие интегральные характеристики цикла (рис. 5, в), то рассмотренный вариант форсирования Стирлинга следует признать наиболее термодинамически целесообразным.

Литература

1. Бреусов В.П. Двигатель внешнего подвода тепла (вчера, сегодня, завтра). СПб: Нестор, 2007. – 156 с.
2. Зедгенидзе И.Г. Планирование эксперимента при исследовании многофакторных систем. М.: Наука, 1978. – 223 с.



УДК 05.22.10

КВАНТОВО-ХИМИЧЕСКОЕ ИЗУЧЕНИЕ АНТИФРИЗА НА ОСНОВЕ ЭТИЛЕНГЛИКОЛЯ

Е.А. ДУБОВИК, А.А. НЕДОЛУЖКО, С.С. ВОРОБЬЕВ,
С.Г. КУРЕНЬ

Донской ГТУ (+7. 863. 273-85-11)

Работа посвящена изучению антифризов, их свойств на молекулярном уровне, на основе этиленгликоля и их смеси, которые влияют на физико-химические показатели охлаждающих жидкостей, используемых в двигателях внутреннего сгорания.

Ключевые слова: квант (энергия), тосол, двигатель внутреннего сгорания, этиленгликоль

Dubovik E.A., Nedolushko A.A., Vorobiev S.S., Kurenin S.G.

QUANTUM AND CHEMICAL STUDYING OF ANTIFREEZE ON THE BASIS ETILENGLIKOLYA

Work is devoted to studying of antifreeze, their properties at molecular level, on a basis etilenglikolya and their mixes which influence physical and chemical indicators of the cooling liquids used in internal combustion engines.

Keywords: quantum (energy), antifreeze, internal combustion engine, etilenglikolya.

В России эксплуатируются более 96 % автотранспортных средств, оборудованных жидкостной системой охлаждения. Во времена СССР в качестве такой жидкости, как правило, использовалась вода. Это приводило к тому, что в рубашке его охлаждения образовывалась накипь, резко ухудшающая теплоотдачу от поверхности деталей к жидкости и, как следствие, к перегреву двигателя. Со всеми вытекающими отсюда последствиями — заклиниванию поршней в цилиндре, обгоранию головок клапанов, выгоранию ("угару") смазки, выплавлению вкладышей подшипников и т.д. Антифризы же применялись редко. Главным образом зимой. Да и то лишь в условиях Крайнего Севера. Причем от них требовалось только одно — не замерзать при низких температурах. И только с появлением автомобилей ВАЗ с их новыми материалами потребовался антифриз с лучшими, чем у антифризов, выпускавшихся отечественной промышленностью, свойствами. И такой антифриз был создан. Его разработали в ГосНИИ органической химии и технологии, а конкретнее сотрудники отдела технологии органического синтеза (ТОС). Отсюда и его название: "ТОСол" (окончание "ол" дано по химической номенклатуре, поскольку основа данного антифриза — этиленгликоль).

"Тосол" должен удовлетворять не одному, как прежние антифризы, а многим требованиям. В том числе обладать высокими теплоемкостью и теплопроводностью, низкой температурой замерзания (безопасная эксплуатация автомобиля практически при любых отрицательных температурах окружающего воздуха); высокими температурами закипания (нормальная работа двигателя в летнее время) и воспламенения (обеспечивает безопасность при использовании); малыми вязкостью, особенно при низких температурах (высокая — затрудняет циркуляцию и снижает теплопередачу) и вспениваемостью (при большой — снижается теплопередача, возможен перегрев двигателя и образование паровых пробок).

И он этим требованиям, как правило, соответствует. Хотя, к сожалению, в процессе эксплуатации его свойства меняются. В частности, увеличивается его плотность и вязкость. В связи с этим авторы попытались изучить на молекулярном уровне те структуры, которые образуются в воде, этиленгликоле и их смеси, выяснить, в какой степени структуризация среды влияет на ее физико-химические показатели и определить направления оптимизации состава рассматриваемого антифриза, снижения его коррозионной активности и образования отложений на внутренних поверхностях системы охлаждения двигателя.

Методическим направлением достижения намеченных целей был избран подход, основанный на квантово-химическом моделировании компонентов среды и их ассоциатов. В качестве модельных сред были использованы вода, двухатомный спирт этиленгликоль, а также их водные растворы различной концентрации. Квантово-химические расчеты проводили с помощью программного комплекса GAMESS в приближении Hartree-Fock методом *ab initio*. Их результаты применительно к наиболее устойчивым конфигурациям, показанным на рисунке, молекул воды, этиленгликоля, их димеров и ассоциатов спирта с водой приведены в табл. 1, где даны полные энергии E сольвентов и энергии E_k стабилизации их димерных комплексов и комплекса этиленгликоля с водой. Из них можно сделать вывод о влиянии образования водородных связей между молекулами этиленгликоля и воды на структуризацию водно-спиртовой среды антифриза и, следовательно, закономерное изменение температуры замерзания антифриза в зависимости от содержания этиленгликоля в воде.

Из полученных данных квантово-химических расчетов геометрических и энергетических характеристик следует, что димерный ассоциат воды имеет меньшую, чем ассоциат этиленгликоля, энергию стабилизации (соответственно $-31,8212$ и $-34,7521$ кДж/моль). Это говорит о том, что водородные связи между молекулами двухатомного спирта этиленгликоля, имеющего углеводородный радикал, сильнее, чем между молекулами воды. Благодаря этому вода, по сравнению с этиленгликолем, имеет (табл. 2) меньшие плотность, вязкость и температуру кипения, но более высокую температуру замерзания.

Отсюда понятно, почему любая смесь воды с этиленгликолем имеет более низкую, чем чистая вода, температуру замерзания: водородные связи между молекулами воды и этиленгликоля ($E_k = 37,683$ кДж/моль) сильнее, чем у отдельно взятых воды и спирта. Причем происходит это при увеличении доли этиленгликоля вплоть до 67 %, а затем эта температура начинает повышаться, что вполне объяснимо: смесь превращается в практически чистый этиленгликоль.

Структурирование водно-спиртовой среды приводит к значительному упорядочению и переходу в твердое состояние при довольно низкой температуре только при определенном соотношении воды и спирта в смеси для каждого типа ассоциатов — $H_2O \cdot EtG$; $H_2O \cdot EtG \cdot H_2O$; $H_2O \cdot (EtG)_2 \cdot H_2O$; $(H_2O)_2 \cdot (EtG)_2$; $(H_2O)_2 \cdot EtG \cdot H_2O$; $(EtG)_2 \cdot H_2O$; $(H_2O)_2 \cdot EtG \cdot (H_2O)$ и др.

Таблица 2

Показатель	Вода	Этиленгликоль
Молярная масса	18,01	62,07
Плотность при 293 К (20 °С), кг/м ³	998,2	1113,0
Температура замерзания, К (°С)	273 (0)	261 (-12)
Температура кипения при 0,1 МПа (°С)	373 (100)	470,7 (197,7)
Теплоемкость при 293 К (20 °С), кДж/(кг·°С)	4,184	2,422
Коэффициент теплопроводности, кДж/(ч·м·°С)	2,179	0,955
Вязкость при 293 К (20 °С), мм ² /с	1,0	19,0...20,0
Теплота испарения, кДж/кг	2,258	0,800
Коэффициент объемного расширения в диапазоне 273...373 К (0...100 °С)	0,00046	0,00062

Таблица 3

Концентрация этиленгликоля, % масс	Плотность смеси при 293 К (20 °С)	Температура замерзания, К (°С)
26,4	1,0340	263 (-10)
36,4	1,0506	253 (-20)
52,6	1,0713	233 (-40)
58,0	1,0780	223 (-50)
63,1	1,0833	213 (-60)
66,0	1,0850	208 (-65)
66,7	1,0856	203 (-75)
72,1	1,0923	213 (-60)
78,4	1,0983	223 (-50)

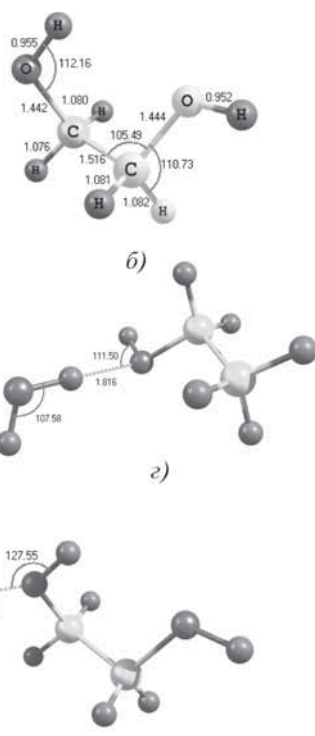


Таблица 1

Структура на рисунке	Энергия, кДж/моль	
	полная	комплексобразования
а	-318,25776	—
б	-958,34597	—
в	-636,56656	-31,8212
г	-1272,89050	-34,7521
д	-1839,70660	-37,6830

Если рассчитать среднестатистическую молярную массу данных комплексов и найти в ней соотношение воды и спирта, то оно будет равным 65...70 %, т.е. теоретические расчеты подтверждают экспериментальные данные (табл. 3).

У "Тосола" есть и еще одно важное достоинство: он, в отличие от воды, при замерзании не расширяется и не превращается в твердую сплошную массу (лед). Образуется не препятствующая пуску двигателя рыхлая масса кристаллогидратов и этиленгликоля, быстро, уже в процессе прогрева, переходящая в жидкое состояние.

В эксплуатации иногда вместо "Тосола" приходится применять воду. Но при этом следует иметь в виду, что вода имеет более высокую теплоемкость, чем этиленгликоль. Следовательно, при переходе на нее тепловой режим двигателя обязательно нарушится. Во-вторых, антифриз обладает смазывающими свойствами, чего нет у воды. Значит, при замене его водой резко возрастает вероятность выхода из строя водяного насоса. В-третьих, благодаря наличию присадок антифриз покрывает поверхность металла защитной пленкой, тогда как вода эту пленку смывает, и в растворе идет очень активная электрохимическая коррозия. Правда, из-

вестно, что мягкая вода в меньшей степени вызывает коррозию. Следовательно, при переходе на воду ее нужно умягчать. И проведенные авторами исследования показали, что одним из ингибиторов коррозии даже умягченной воды может служить динатриевая соль этилендиаминтетрауксусной кислоты, сода $\text{Na}_2\text{H}(\text{OOCCH}_2)_2\text{N}(\text{CH}_2)_2\text{N}(\text{CCH}_2\text{COO})_2\text{Y}$, Na-трилон Б, которая способна связывать растворенные в воде комплексы ионов металлов.

Эту соду, в принципе, в небольших количествах можно добавить и в "Тосол". В результате повысится pH раствора, значит, и устойчивость деталей системы охлаждения в отношении коррозии.

И последнее. Нынешние производители "Тосола" в целях экономии дорогостоящего этиленгликоля добавляют его в воду по минимуму. Поэтому, приобретая "Тосол", целесообразно проверить: его плотность при "комнатной" температуре должна находиться в пределах 1,7...1,8 г/см³.

СИСТЕМА ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ВЕДУЩИХ МОСТОВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

А.А. СКВОРЦОВ, д-р техн. наук Н.М. ФИЛЬКИН
Ижевский ГТУ имени М.Т. Калашникова (3412. 59-38-26)

Рассматривается метод и стенд виброакустического диагностирования технического состояния ведущего моста заднеприводных легковых автомобилей, которые дают возможность определения текущего технического состояния этого агрегата и прогнозирования остаточного его ресурса.

Ключевые слова: система виброакустической диагностики, стенд, ведущий мост.

Skvortcov A.A., Filkin N.M.

ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА АВТОМОБИЛЯ

The vibroacoustic diagnostic system and stand of technical condition of car drop axles, which are given ability to determinate the real technical conditions and forecast the remaining life of unit are presented.

Keywords: vibroacoustic diagnostic system, stand, drop axle.

Ведущий мост – важнейший агрегат при передаче крутящего момента от двигателя к колесам автомобиля: потеря его работоспособности равнозначна потере работоспособности автомобиля в целом. Поэтому в процессе эксплуатации необходим систематический его мониторинг, дающий четкое представление о его текущем техническом состоянии и тем самым возможность прогнозирования вероятности наступления его отказа. И современный уровень развития элементной базы диагностических средств позволяет это делать.

Например, в Ижевском ГТУ имени М.Т. Калашникова в настоящее время ведутся работы по созданию методики и средств ди-

агностирования и выполнению прикладных научных исследований применительно к ведущим мостам легковых автомобилей. При этом специалисты ориентируются на виброакустическую диагностику – наиболее перспективный раздел технической диагностики, обеспечивающий оперативный контроль параметров текущего состояния агрегатов автомобиля в процессе эксплуатации без их демонтажа. И это вполне логично. Физическим носителем информации о состоянии узлов агрегата в данном случае является виброакустический сигнал – собирательное понятие, включающее информацию о колебательных процессах

(вибрационных, гидро- и газодинамических и пр.) в самом механизме и в окружающей среде. Причем при работе механизма, т.е. при взаимодействии комплектующих узлов и деталей [1].

Процедура диагностирования заднего моста состоит из двух взаимообусловленных этапов: обучения системы диагностирования и распознавания неисправностей.

На первом из них анализируются свойства виброакустических процессов при нормальном состоянии механизма и при наличии в нем дефектов. На их основе составляется словарь информативных признаков неисправностей, подлежащих диагностированию, выбираются вид классифицирующих функций и устанавливаются правила распознавания состояний, т.е. разрабатываются алгоритмы диагностирования. На втором этапе решается обратная задача: на основе разработанных алгоритмов по совокупности значений диагностических признаков распознается состояние объекта.

Однако на практике объем информации о границах областей нормального и дефектных состояний, как правило, недостаточен. Поэтому для упрощения процедуры диагностирования необходимо сформировать систему независимых диагностических признаков.

Таким образом, система виброакустического диагностирования, по своей сути, сводится к распознаванию образов технического состояния объектов диагностирования.

Основными составными элементами разработанной системы (рис. 1), как и любой другой системы распознавания, являются объект диагностирования с набором технических состояний (классов), подлежащих распознаванию; блок измерения, блок формирования диагностических признаков, блоки формирования эталонов и пороговых значений; блок распознавания текущего состояния объекта; блок прогнозирования его остаточного ресурса и блок формирования сигналов управления объектом.

Блок измерения акустической информации выдает информацию о состоянии объекта в режиме функцио-

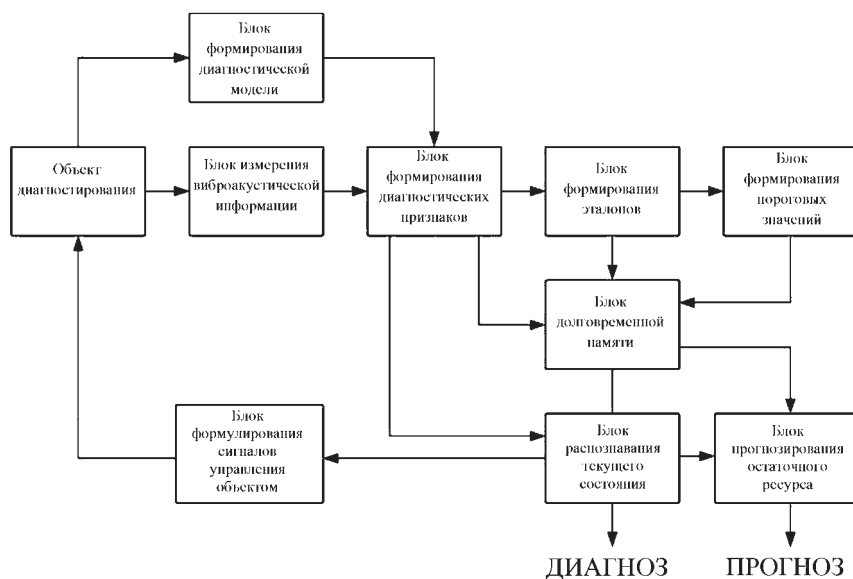


Рис. 1. Структурная схема системы виброакустического диагностирования

нирования, содержащуюся в виброакустическом сигнале. Блок состоит из первичных преобразователей виброакустических процессов в их электрические эквиваленты, а также усилителей сигналов, нормализаторов, фильтров, согласующих устройств, аналого-цифровых преобразователей, цифровых процессоров, регистраторов, интерфейсных модулей и др.

Блок формирования диагностических признаков технических состояний механизма или его узлов преобразует исходную информацию в соответствии с алгоритмами диагностирования, разработанными на этапе обучения системы. Причем для формирования диагностических признаков можно использовать операцию математического моделирования, в ряде случаев облегчающую поиск информативных компонентов виброакустического сигнала.

В процессе обучения для каждого класса распознаваемых состояний формируются эталоны — определенным образом усредненные внутри класса значения диагностических признаков и их пороговые значения, соответствующие предельным значениям диагностируемых параметров технического состояния.

Путем сравнения текущих и эталонных диагностических признаков (последние хранятся в блоке долговременной памяти) принимается решение о принадлежности к тому или иному классу состояний, т.е. ставится диагноз, на основании которого выполняется операция управления объектом диагностирования. Анализ трендовых характеристик параметров технических состояний позволяет спрогнозировать остаточный ресурс и назначить научно обоснованные сроки текущего или капитального ремонта агрегатов автомобиля.

Предложенные алгоритмы виброакустического диагностирования реализованы на кафедре "Автомобили и металлообрабатывающее оборудование" ИжГТУ имени М.Т. Калашникова в виде стенда (рис. 2) виброакустического диагностирования технического состояния ведущего моста автомобиля "Иж-2126".

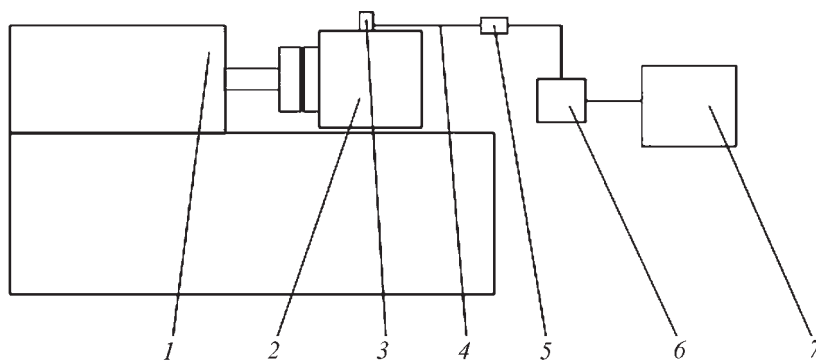


Рис. 2. Стенд для виброакустического диагностирования ведущего моста автомобиля "Иж-2126": 1 — шпиндель; 2 — ведущий мост автомобиля; 3 — виброакселерометр; 4 — антивибрационный кабель; 5 — усилитель заряда; 6 — аналого-цифровой преобразователь; 7 — портативный компьютер

Принцип работы стенда следующий.

При измерении звуковых колебаний виброакселерометр 3 преобразует звуковые колебания в аналоговые электромагнитные, которые усиливаются усилителем 5. Далее амплитудная и частотная модуляции сигнала передаются в АЦП 6, где преобразуются в сигнал, поддерживаемый персональным компьютером. Здесь он с помощью специализированного программного обеспечения логически обрабатывается: определяются множество прямых и косвенных показателей, рассчитываются частные и обобщенные функции состояния объекта исследования, а также сравнивается обобщенная функция состояния агрегата с эталонной, что позволяет поставить диагноз технического состояния ведущего моста автомобиля.

В процессе экспериментальных исследований, естественно, идет накопление статистических данных, используя которые можно обозначить области (классы) технического состояния объекта исследования, а также значения диагностических (информативных) показателей, соответствующих как режиму нормального функционирования, так и дефектного его состояния и на этой основе прогнозировать его наработку до отказа.

В перспективе подобный подход к диагностированию заднего ведущего моста можно будет реализовать в бортовой системе диаг-

ностирования всей трансмиссии автомобиля. Точно так же, как это уже сделано в отношении других систем бортовой диагностики (например, ЭСУД). Главное, что такая система сможет самостоятельно оценивать техническое состояние агрегатов трансмиссии и прогнозировать наиболее вероятный момент наступления отказа с выводом на дисплей компьютера сообщения об их состоянии.

Как видим, предлагаемые метод и стенд диагностирования технического состояния ведущих мостов легковых автомобилей, с одной стороны, дают возможность получения более достоверной информации о техническом состоянии агрегата, а с другой — дешевле, чем существующие системы диагностирования, и не требуют больших временных затрат на диагностику. Кроме того, они позволяют не только оценивать текущее техническое состояние агрегата, но и, благодаря возможности накопления информации в блоке долговременной памяти, прогнозировать наработку агрегата до наступления отказа.

Литература

1. Ленков С.В. Теоретические основы разработки устройств систем контроля и управления динамическими испытаниями и вибродиагностикой машин: Диссер. ... д-ра техн. наук. Ижевск. 2006. — 08 с.
2. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1987. — 288 с.



УДК 539.376:629.113

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НЕЙРОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АТС

Д-р техн. наук **И.Ф. ДЬЯКОВ**

Ульяновский ГТУ (8.8422. 77-81-49)

Рассмотрены возможности использования нейронной технологии при моделировании работоспособности автотранспортных средств на основе теории множеств. Разработана модель нагрузочного режима движения, влияющая на работоспособность автомобиля на основе генетического алгоритма, сигмоидальной функции и методов теории игр.

Ключевые слова: нейронные сети, генетический алгоритм, хромосомы, теория нечетких множеств, сигмоид.

Dyakov I.F.

USE OF NEURAL TECHNOLOGY FOR MODELING OF FUNCTIONALITY OF VEHICLES

Possibilities of use of neural technology are considered in modeling of functionality of vehicles on the basis of the theory of sets. The model of a load movement mode, effecting functionality of the car on the basis of genetic algorithm, sigmoid function and methods of theory games is developed.

Keywords: neural networks, genetic algorithm, chromosomes, the theory of fuzzy sets, sigmoid.

Обеспечению высокой работоспособности автотранспортных средств уделяется значительное внимание как в отечественной [1], так и зарубежной печати [2]. Причем практически в каждой публикации даются те или иные рекомендации, посвященные проблемам снижения затрат на их содержание. Такое многообразие мнений отражает объективную сложность исследования вероятности безотказной работы АТС, используемых в различных условиях и при разных сроках их эксплуатации. В связи с этим автор предлагает свой подход к решению данной проблемы – подход, который, по его мнению, упрощает ее решение и делает его более точным.

Суть этого подхода – учет экономической сущности процессов, т.е. рассмотрение проблемы в совокупности с условиями эксплуатации исправных и неисправных АТС, и выявление факторов, влияющих на их работоспособность.

При таком рассмотрении АТС распределяются по группам однотипных, но неоднородных по интенсивности отказов. Это разделение, конечно, носит условный характер, потому что в одну группу попадают АТС и с малой, и со значительной интенсивностью отказов. Но оно удобно. После такого разделения задача сводится к определению вероятности безотказной работы групп АТС при различных режимах нагружения и режимах движения (с прицепом, без прицепа, по дорогам с подъемами, грунтовыми и др.), квалификации водителей, ремонтников и

инженерно-технических работников, играющих роль регулирующих звеньев в системе эксплуатации, проведения технического обслуживания и текущего ремонта. В комплексе все эти условия, влияющие на вероятность безотказной работы АТС, можно представить в виде математической модели, под которой будем понимать совокупность R_{cp} работоспособных АТС (формула № 1 в таблице).

Эта модель – общая, т.е. соответствует всем типам АТС, и пригодна для дифференциальной их оценки. Но ее можно и упростить (формула № 2). В этом случае мы получаем два уравнения, которые позволяют перейти к моделированию работоспособности рассматриваемых АТС при их эксплуатации. При этом очевидно: поскольку АТС разные, то для каждого из них необходимо строить отдельную модель, потому что такая дифференцированная оценка безотказной работы предоставляет каждому из них необходимый уровень технического обеспечения без нарушения сформулированной дифференциации.

Рассмотрим, как этого достичь.

АТС по характеристикам их отказов на единицу наработки, топливной экономичности, тягово-скоростным свойствам должны удовлетворять требованиям потребителя, зафиксированным в соответствующих ГОСТах. Это не означает, что они абсолютно одинаковые. На практике в любой их паре, относящейся к одному и тому же классу (типу, модели), одно (T_{cp2}) в чем-то

превосходит другое (T_{cp1}), т.е. параметры P_1 одного превосходят параметры P_2 другого. Исходя из этого и применяя подходы теории игр [3], можно утверждать, что формула № 2 будет правильной для всех АТС лишь тогда, когда $T_{cp1} > \dots > T_{cpk}$, если $\{\mu_1^q\} < \dots < \{\mu_k^q\}$ при $\forall q$, где знак " $>$ " означает превосходство (доминирование); \forall – квантор всеобщности. И данное условие выполняется, если, как сказано выше, учитывать экономическую сущность дифференцированной оценки транспортного процесса, а именно: принимать при расчете показатели с оптимальными характеристиками. Тогда интенсивность отказов можно представить в виде формулы № 3.

В качестве методологической базы для построения модели дифференциальной оценки АТС автор предлагает применить генетический алгоритм, идея использования которого была предложена Дж. Голландом в 1970-е гг. и начала осуществляться во второй половине 1980-х гг., когда была отработана теория обучения нейронных сетей. Согласно этой теории, нейрон представляет собой единицу обработки информации в такой сети.

В нашем случае проблема сводится к построению алгоритмов генетической эволюции нейронных сетей, которые состоят из закодированной информации о коэффициентах использования грузоподъемности (k_v) и пробега (k_p), различных дорожных условиях ($\sum \psi_i$), оказывающих влияние на тягово-скоростные (F_T, v), топливно-экономические (Q) свойства, тормозные качества (τ), плавность хода (z) и экологическую безопасность (Θ) АТС. При этом получается, что выходной сигнал нейронной сети оценивается по интенсивности μ_{jk}^q отказов (рис. 1).

Коды, входящие в нейронную сеть, называют хромосомами. Для фиксированной топологии (архитектуры) сети эта информация полностью содержится в значениях синаптических "весов" (ω) и смещений (θ), и их набор (ω, θ) рассматривается как хромосома. Для реализации концепции отбора различные хромосомы структурируют в соответствии с их возможностями решения поставленных задач. Например, для сетей с последовательными связями это может быть евклидово расстояние.

Для генетических алгоритмов, в отличие от большинства других алгорит-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$R_{cp} = \langle \{T_{cp_i}\}_{i=1}^n, \{r_j\}_{j=1}^m, J_n \rangle^{(\{t_{js}\}_{s=1}^{z_j} \mu_{jk}^{w_{jk}})}$	$\{T_{cp_i}\}$ – множество АТС; n – число исправных АТС от $i = 1$ до n ; $\{r_j\}$ – множество нагрузочных режимов, влияющих на работоспособность j -го агрегата; m – число переменного действующих внешних нагрузок (дорожно-климатические условия, тягово-скоростные свойства, коэффициенты использования грузоподъемности и пробега); J_n – инженерно-технический состав как регулирующий механизм безотказной работы автомобилей; t_{js} – максимальные g -е нагрузки, действующие на j -е агрегаты автомобиля; z_j – множество агрегатов, требующих ремонта; μ_{jk}^q – q -я характеристика интенсивности отказов j -го агрегата k -го автомобиля; w_{jk} – число ремонтных воздействий на k -го автомобиль по j -му агрегату
2	$R_{cp} = \langle \{T_{cp_i}\}_{i=1}^n, \{r_j\}_{j=1}^m, J_n \rangle^{(\{t_{js}\}_{s=1}^{z_j} \mu_{jk}^{w_{jk}})}$	–
3	$H_{opt} = \{\mu_1^q\}_{opt} < \dots < \{\mu_k^q\}_{opt}$ при $\forall q$	H_{opt} – множество из подмножеств оптимальных характеристик
4	$\{r^{T_{cpj}}\} = \{\{\mu_1^q\}_{q=1}^{w_1} < \dots < \{\mu_k^q\}_{q=1}^{w_k}\}$	$r^{T_{cpj}}$ – множество нагрузочных воздействий на j -й агрегат за условный рассматриваемый промежуток времени; w_k – число ремонтных воздействий на k -й автомобиль
5	$\{r^{T_{is}}\} = \{\{\mu_1^q\}_{q=1}^{w_1} < \dots < \{\mu_{j \leq 1}^q\}_{q=1}^{w_k}\}$	$r^{T_{is}}$ – множество исправных автомобилей, работающих с наибольшей нагрузкой; $\mu_{j \leq 1}^q$ – минимальная интенсивность отказов j -го агрегата
6	$\mu_k^{пор_k} = \frac{\sum_{q=1}^w \mu_k^{пор_k}}{w_k}$	$\mu_k^{пор_k}$ – нормализованное значение нагрузочных режимов на j -й агрегат k -го автомобиля
7	$\frac{\pi_k^{is} - \pi_k^r}{\pi_k^{is}} \geq \varepsilon$	ε – допустимая погрешность работы алгоритма, определяемая экспертно
8	$R = \sum_{j=1}^n m_j^k = \{m_j^k\}, j = \overline{1, \dots, n}$	$\{m_j^k\}$ – множество отремонтированных j -х агрегатов; n – число ремонтных участков
9	$R_j(\xi) = \sum_{r \in s} \frac{(s -1)!(n_s - s)!}{n_s!} (\xi(s) - \xi(s \setminus \{j\})), j \in s$	$\xi(s)$ – характеристическая функция распределения ремонтных воздействий; n_s – число ремонтных воздействий, производимых всеми ремонтными участками; $ s $ – переменная суммирования
10	$R_k^{r_{mj}} = \{r_{kj}\}, j = \overline{1, \dots, w}; k = \overline{1, \dots, r^{T_n}}$	$\{r_{kj}\}$ – множество нагрузочных режимов, влияющих на j -й агрегат k -го автомобиля
11	$v_k = \sum_{j=1}^m \omega_{kj} x_j + b_k$	x_j – входные сигналы (характеристики нагрузочных режимов); b_k – порог сигнала
12	$\varphi_1 = \begin{cases} 1, & \text{если } r^{T_{is}} \geq 0; \\ 0, & \text{если } r^{T_{is}} \leq 0. \end{cases}$	–
13	$\psi(v) = \frac{1}{1 + \exp(-v)}$	v_k – индуцированное локальное поле k -го нейрона

мов обучения, формируют не один, а несколько наборов начальных значений параметров, которые называют популяцией хромосом, и обрабатывают их с помощью алгоритмов репродукции.

Генетический алгоритм работает следующим образом: инициализируется популяция, т.е. выбирается задан-

ное число хромосом, представляемых последовательностями фиксированной длины, и все ее хромосомы сравниваются в соответствии с выбранной функцией оценки. Причем в случае необходимости эту инициализацию можно повторять многократно. Такой подход дает возможность оперировать дискретными значениями параметров

нейронных сетей, что упрощает аппаратную их реализацию и сокращает общее время обучения.

Для условий эксплуатации АТС целесообразно сформировать две "родительские" популяции – относящуюся к нагрузочным воздействиям на АТС при их эксплуатации в различных дорожных условиях (формула № 4) и работающую с

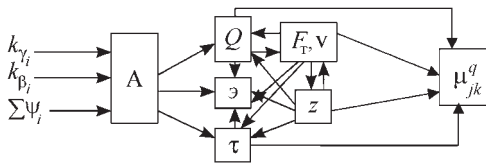


Рис. 1. Структура взаимосвязи параметров автомобиля, построенная в соответствии с генетическим алгоритмом:

k_{v_i}, k_{β_i} – режимы нагружения; A – автомобиль; Q – его топливно-экономические свойства; ϑ – экологическая безопасность; τ – тормозные качества; F_T, v – тягово-скоростные свойства; z – плавность хода; μ_{jk}^q – интенсивность отказов; $\sum \psi_i$ – дорожные условия

наибольшей производительностью и минимальным числом отказов на единицу наработки (формула № 5). При этом число показателей в формуле № 4 необязательно должно соответствовать числу неисправных автомобилей, потому что некоторые из них могут нуждаться в незначительном ремонте.

Базовые принципы формализации качественных характеристик любых исследуемых объектов рассмотрены в работах, посвященных теории нечетких множеств [5] и теории принятия решений [6]. Применение приведенных в них моделей к АТС дает возможность переходить от набора лингвистических конструкций к числовому представлению характеристик, что позволяет унифицировать рассматриваемые условия. Затем по формулам № 3, 4 и 6 можно оценить приспособленность (p^{is} и p^{rj}) для каждой из хромосом. При этом вычисленное значение p_k будет представлять собой величину, учитывающую равнозначность всех $\mu_k^{пор_k}$. (Однако следует иметь в виду, что такая среднегеометрическая зависимость обеспечивает высокую точность расчета, но не может применяться при условии $\exists \mu_k^{пор_k} = 0$.)

На данном этапе происходит формирование пар хромосом для последующего их скрещивания. При этом необходимо ввести модификацию, позволяющую совместно с отделом эксплуатации АТС реализовать коопера-

тивный характер поведения зоны технического обслуживания и ремонта: с учетом формулы № 3 транспортные средства T_{s_1} из группы до 5 лет эксплуатации по значениям характеристик безотказной работы будут превосходить автомобили после 5 лет эксплуатации. Следовательно, условие $p_1^{is} > p_2^{is}$ в этом случае должно выполняться.

В результате последовательного применения генетического алгоритма ко всем сформированным подмножествам может быть получено подмножество оптимальных характеристик k -го АТС (повышение топливной экономичности и вероятности безотказной работы, снижение интенсивности отказов). Для учета параметров этого АТС предлагается сформировать новую популяцию на основе формулы № 5 и применить к ней генетический алгоритм. Но так как генетический алгоритм применяется только к одной паре хромосом и рассматривается экономический подход к решаемой задаче безотказной работы АТС, в условии остановки алгоритма следует внести изменение (формула № 7).

При решении задачи ресурсного распределения отказов необходимо обеспечить выполнение условия, вытекающего из формулы № 8: должны учитываться особенности отказов каж-

дого АТС, проходящего через ремонтные зоны s , которые входят в коалицию (ремонт двигателя, трансмиссии, подвески и т.д.). При этом для определения распределения отказов по агрегатам предлагается воспользоваться вектором Шепли [7]. И тем, что оптимальный вектор R распределения ресурса автомобиля будет единственным для коалиции ремонтных зон [8]. (Вектор $R = \{R_j(\xi)\}$ будем называть распределением \bar{R} по отказам агрегатов, отремонтированных в зонах s , где ξ – некоторая характеристическая функция ремонтной зоны – плотность распределения ремонтных воздействий транспортных средств в зависимости от наработки в км или кВт.ч.)

Сформулированные в работе [9] базовые аксиомы аналитического способа задания характеристической функции применимы и к данному вопросу. Тогда в соответствии с условиями постановки задачи функция R , ставящая в соответствие с аксиомами коалиции s вектор распределения Шепли $R = \{R_j(\xi)\}$, имеет вид формулы № 9. (Приведенный в ней знак модуля $|s|$ означает, что величина s используется не как коалиция, а как некоторая целочисленная величина, показывающая число заявок, выполненных всеми ремонтными зонами.) Ресурс R^{nq} j -го агрегата k -го АТС после ремонтного воздействия дает формула № 10.

Известно, что периодичность обслуживания, ремонта и других воздействий, влияющих на работоспособность АТС, увязывают между собой по пробегу. Однако изменение характеристик (отказов) агрегатов (двигателя, трансмиссия и др.) при различных режимах нагружения в аналитической форме точно определить не представляется возможным: давно доказано, что коэффициент корреляция между отказами и пробегом не превышает 0,603. В связи с этим автор предлагает и для получения значений, характеризующих влияние каждого нагрузочного режима на вероятность безотказной работы АТС, воспользоваться технологией нейронных сетей, изобразив их в виде направленных графов, состоящих из узлов, которые соединены синаптическими и активационными связями. Набор таких связей характеризуется их "весом" или "силой", а каждый нейрон представляется множеством линейных синаптических связей и внешним порогом, представ-

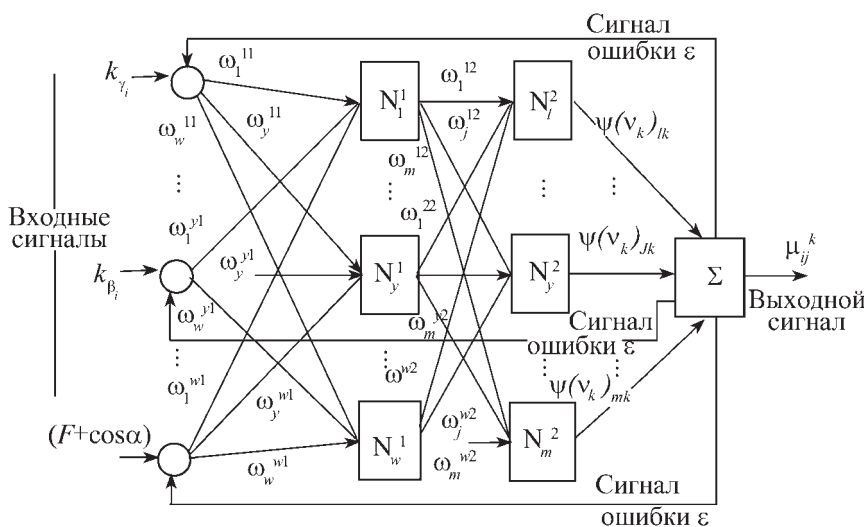


Рис. 2. Архитектура нейронной сети моделирования нагрузочных режимов автомобилей

ляемым входной синаптической связью и считающимся равным "1". При этом каждая синаптическая связь нейрона используется для взвешивания соответствующих входных сигналов (режимов нагружения), а взвешенная сумма v_k входных сигналов определяет индуцированное локальное поле (формула № 11) каждого конкретного нейрона. Эту формулу называют моделью Мак-Каллока–Питца. Выходной сигнал нейрона в ней принимает значение "1", если индуцированное поле этого нейрона не отрицательно, и "0" – в противном случае.

Для моделирования нагрузочных режимов при движении АТС лучше всего использовать двухслойную архитектуру нейронов (рис. 2), первый (входной) слой которой состоит из N_w^1 нейронов, что соответствует числу входных характеристик нагрузочных режимов движения. В результате преобразования вектор входных характеристик будет преобразован в вектор такой же длины ψ . (Процесс преобразования может быть выражен формулой $\psi_1 = \varphi_1(H_{opt})$, где φ_1 – функция активации первого слоя нейрона.)

Сигнал ошибки ϵ инициализирует механизм управления, цель которого заключается в применении последовательности корректировок к синаптическим "весам" нейрона N . Эти изменения нацелены на пошаговое, путем минимизации функции нагрузочного режима, приближение выходного сигнала к допустимому. И такая пошаговая коррекция синаптических "весов" нейрона продолжается до тех пор, пока система достигнет устойчивого состояния. В этой точке процесс обучения останавливается.

И еще одно. Нейронная сеть представляет собой адаптивную систему, жизненный цикл которой состоит из двух независимых фаз – обучения и работы. Причем методов ее обучения существует много. В том числе и применительно к множеству нагрузочных режимов автотранспортных средств. Однако универсального алгоритма обучения, подходящего для всех архитектур нейронных сетей, нет, а есть

лишь набор средств, представленный множеством алгоритмов, которые отличаются друг от друга способом настройки синаптических весов нейрона, и каждый из них имеет свои достоинства. Например, можно выделить формулу № 12 активации единичного скачка (скажем, поломки рессоры). В технической литературе функция такого скачка обычно называется функцией Хэвисайда. Но в условиях рассматриваемой задачи показатели вектора входных параметров имеют одинаковые значения, что позволяет использовать гомогенную структуру. Причем одной из наиболее распространенных функций в данном случае является нелинейная функция с насыщением (так называемая логистическая функция, или сигмоид), диапазон значений которой дает формула № 13.

Функции активации определяют выходной сигнал нейрона в зависимости от индуцированного локального поля. Вектор $\psi(v)$ будет представлять собой совокупность взвешенных характеристик значений вектора исходных параметров. В этих условиях тоже можно использовать вектор Шепли (см. формулу № 8). Для этого требуется получить характеристические значения для каждого нагрузочного режима, дополнив нейронную сеть вторым слоем (см. рис. 1), число нейронов которого равно числу нагрузочных режимов. В результате преобразования получаем $\psi_2 = F_2(\psi_1)$, где F_2 – активационная функция второго слоя нейрона.

Эксплуатационные характеристики нагрузочных режимов зависят от качества конструкции АТС и технологии их технического обслуживания и ремонта, что связано не только с технологиями производства и эксплуатации, но и с экономическими показателями АТП. Поэтому использовать одну и ту же нейронную сеть для различных АТС нельзя. Однако определение характеристических значений связано с анализом одних и тех же производственных характеристик. Поэтому изменить предложенную архитектуру не требуется. В итоге нейронная система коалиции производителей и потребителей АТС может быть представлена

совокупностью независимых искусственных нейронных сетей, число которых равно числу рассматриваемых нагрузочных режимов.

На основе нейронной системы множества векторов характеристических значений, а также используя формулу № 8, можно получить вид распределения (формула № 9) и пропорционально ему определить число ремонтных воздействий в зависимости от каждого нагрузочного режима.

Таким образом, рассмотренный выше метод, основанный на использовании нейронной технологии при моделировании работоспособности АТС, действительно дает возможность учитывать значительные спектры нагрузочных режимов, производственных характеристик заводов-изготовителей и автотранспортных предприятий, а также прочие экономические зависимости. Причем он не только доступен, но, главное, гораздо точнее других известных методов.

Литература

1. Ясенков Е.П. Планирование оптимальной периодичности технического обслуживания АТС // Автомобильная промышленность. 2006. № 7. С. 28–29.
2. Sunday Ayoola Oke, Ayokunle Bamigbaiye, Oluwafemi Isaac Oyedokun. A mathematical model for evaluating accelerated wear due to inefficient maintenance // Transport. № 2. Vilnius, 2006. P. 105–111.
3. Петросян Л.А. Бескоалиционные дифференциальные игры. Томск: Изд-во Томск. ун-та, 1989. – 275 с.
4. Саймон Хайкин. Нейронные сети: полный курс. 2-е изд. / Пер. с англ. М.: Издательский дом "Вильямс", 2006. – 1104 с.
5. Кофман А., Хил Алуха Х. Введение теории нечетких множеств в управление предприятиями / Пер. с исп. Мн.: Вышэйшая школа, 1992. – 224 с.
6. Гафт М.Г. Принятие решений при многих критериях. М.: Знание. – 1979.
7. Ауман Р., Шепли Л. Значения для неатомиических игр. М.: Мир. – 1977.
8. Дюмин Г.Н. О функции Шепли для игр с бесконечным числом игроков // Теоретико-игровые вопросы принятия решений. Л.: Наука, 1978. – 310 с.
9. Розенмюллер И. Кооперативные игры и рынки. М.: Мир, 1974. – 168 с.

ВНИМАНИЕ!

Оформить подписку на журнал "Автомобильная промышленность" с любого месяца и на любой срок можно непосредственно в Издательстве "Машиностроение".

ТЕХНОЛОГИЯ ФОРМОВКИ МНОГОЭЛЕМЕНТНОГО ПРОФИЛЯ ОБРАМЛЕНИЯ КУЗОВА АВТОМОБИЛЬНОГО РЕФРИЖЕРАТОРА

В.В. ЛАПИН, д-р техн. наук **В.И. ФИЛИМОНОВ**,
В.И. ЛАПШИН, канд. техн. наук **С.В. ФИЛИМОНОВ**
ОАО "Ульяновский механический завод",
НПО "ИДМ" (8422. 25-07-64)

Рассмотрены основные этапы разработки формовки методом интенсивного деформирования многоэлементного профиля кузова рефрижератора.

Ключевые слова: многоэлементный профиль, обрамление кузова, профилирование, элемент жёсткости, формовка.

Lapin V.V., Filimonov V.I., Lapshin V.I., Filimonov S.V.

FORMING TECHNOLOGY OF MULTI-ELEMENT PROFILE FOR REFRIGERATOR'S VEHICLES OF BODY

Main development stages of intensive roll-forming of multi-element profile for refrigerator car body framing are considered; there are given the forming pattern and forming tool design.

Keywords: multi-element profile, car body framing, roll-forming, rigidity element, forming.

Многоэлементные гнутые профили для автомобилей изготавливают на профилировочных станках методами многопереходного профилирования, интенсивного деформирования и (очень редко) стесненного изгиба [1]. На практике же чаще всего применяют первый метод, хотя второй, который базируется на регулируемой знакопеременной продольной деформации подгибаемых элементов профиля во избежание потери их устойчивости и реализуется в закрытых роликовых калибрах, требует в 1,5–2 раза меньше переходов, чем традиционное профилирование. Сокращение же числа переходов и минимизация параметров оборудования и технологической оснастки – существенные преимущества для освоения производства комплектующих деталей (например, обрамления кузова и его дверных проемов) для новых моделей большегрузных автомобилей-рефрижераторов.

Конечно, разработка технологии производства многоэлементных профилей с серединным элементом жесткости и отбортовкой (рис. 1) представляет собой далеко не тривиальную задачу. В этом на личном опыте убедились специалисты НПО "ИДМ". При решении данной общей задачи им пришлось решать довольно много задач частных – выбрать базовый элемент профиля и ось профилирования; определить число переходов и профилировочное оборудование, а также принцип формовки; разработать схему формообразования; найти меры предотвращения дефектов профиля, проектирования и изготовления технологического оснащения; отработать процесс. И их опыт, думает-

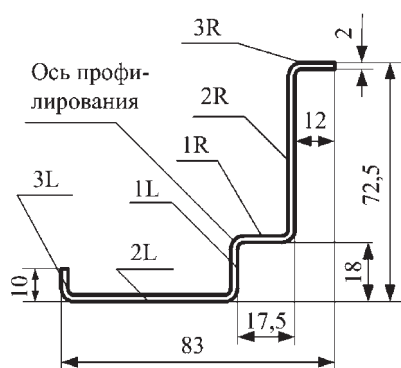


Рис. 1. Конфигурация сечения профиля и обозначение подгибаемых элементов

ся, должен быть небесполезен для других предприятий. Поэтому рассмотрим его.

Выбор базового элемента и оси профилирования. В отличие от традиционного профилирования, где ось профилирования располагают в центре масс сечения профиля в каждом из переходов, в рассматриваемом случае ось профилирования имеет привязку к элементу, подверженному наименьшему перемещению в вертикальной плоскости при удовлетворении его другим условиям, обеспечивающим минимальное число переходов и приемлемое качество получаемого профиля. Этот элемент можно назвать базовым. Его выбор в значительной мере определяется расположением сечения профиля в последней формующей паре роликов. И здесь возможны варианты.

Так, на рис. 2 показаны восемь возможных вариантов расположения сечения профилей в последнем переходе. В вариантах 1 и 2 подгибка осуществляется с одной стороны, а с другой – формируются только отбортовки. В качестве базовых элементов служат нижние горизонтальные элементы. Но здесь наличие несбалансированности продольных деформаций с левой и правой сторон, которая вызовет большую скрутку профиля. В варианте 3 подгибка элементов осуществляется не встречно, а в одном направлении при выборе в качестве базового элемента зоны изгиба "ступеньки", что также приводит к скрутке. Если в качестве базового элемента выбрать нижнюю зону изгиба, то встречная подгибка полок тоже приведет к меньшей (по сравнению с предыдущим случаем), но все же значительной скрутке.

В конце концов, авторы установили: для получения приемлемого качества профиля углы подгибки должны быть обратно пропорциональны размерам подгибаемых полок. В варианте же № 3 это требование явно нарушено.

По той же причине неудовлетворительным можно считать и способ расположения сечения, соответствующий варианту № 4. Тем же недостатком обладают и варианты № 5 и 6. Причем здесь добавляется недостаток "обращения" роликовых калибров (перестановка местами верхних и нижних роликов). Это доставляет ряд неудобств оператору-профилировщику. В частности, затрудняется доступ и визуальный контроль качества формовки периферийных элементов профиля, часто подверженных дефектам.

В варианте № 7 соотношение углов подгибки и ширины подгибаемых элементов, по-видимому, сбалансировано, однако, как и в двух предыдущих случаях, требуется "обращение" калибров.

Перечисленных недостатков лишен вариант № 8. Он и был взят в качестве базового. В этом случае ось профилирования лежит на пересечении биссектрисы угла "ступеньки" и средней линии сечения заготовки.

Такой выбор оси профилирования и базового элемента позволяет вести формовку по открытой схеме на первых переходах, а на последующих – минимизировать суммарные углы подгибки элементов. Небольшая асимметрия сечений калибров может быть скорректирована углами под-

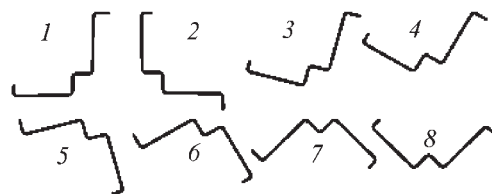


Рис. 2. Варианты расположения сечения профиля в последнем переходе и выбор оси профилирования

гибки элементов справа и слева от базового элемента, а незначительная остаточная скрутка устранена с помощью правильного устройства профилировочного станка.

Число переходов. Для несимметричных профилей модели число переходов может быть разным. Но очевидно, что оно существенно зависит от схемы формообразования. В частности, базового элемента, относительно которого осуществляется подгибка других элементов. Например, если в качестве такого элемента взять элемент $2L$ (вариант № 1) или $1R$ (вариант № 2), то ясно, что в первом случае число переходов должно быть больше, поскольку односторонней формовке будет подвергнуто большее число элементов, причем их суммарная длина будет значительной. Чтобы не попасть в зону пластической деформации полок с левой и правой сторон и скрутки, придется делать больше переходов. Но оба названных варианта, как сказано выше, не удовлетворяют условиям обеспечения минимальной скрутки профиля. Поэтому определение числа переходов будем относить к варианту № 8.

В этом случае левая сторона профиля формируется по типу подгибки полок s -образного профиля, а правая – профиля корытного. Регрессионная зависимость для определения числа N переходов для этих профилей дает формула

$$N = 1,022 s^{0,313} \left(\frac{b}{s}\right)^{0,464} \left(\frac{r}{s}\right)^{0,336}, \quad (1)$$

где s – толщина заготовки; b – ширина полки; r – внутренний радиус зоны изгиба (формула получена авторами путем статистической обработки экспериментальных данных).

Построенная на основе этой формулы зависимость позволяет определить число z переходов для подгибки левой и правой полок (рис. 3). Оно, как видно из рисунка, равно девяти. Однако для обеспечения возможности использования модульного восьмиклетьевого профилировочного станка "среднего типа" СПУ-400К8×50 разработки НПО "ИДМ" можно ограничиться восемью переходами. Элементарные расчеты показывают, что этот станок обладает достаточными для рассматриваемой цели мощностью, длиной валов, межосевым и межклетьевым расстоянием. Возникший "дефицит" переходов (0,3 перехода, согласно рис. 3) легко компенсируется схемой формообразования и применением правильного устройства.

Принцип формовки. В методе интенсивного деформирования принимается принцип параллельной формовки элементов профиля. Что его и отличает от традиционного профилирования, где, как правило, применяется принцип последовательной формовки, приводящий к завышенному числу переходов [1]. Следует иметь в виду и то, что в методе интенсивного деформирования конечные радиусы изгиба задаются практически в первом переходе. И только в очень редких случаях (например, при формовке рифтов в донной части профиля) окончательное задание радиусов зон изгиба откладывается на последующие переходы.

Разработанная схема формообразования (рис. 4) отличается от общепринятых тем, что ось профилирования делит заготовку примерно пополам, а монотонная подгибка по углу несущих полок с элементами жесткости дает им практически равную продольную деформацию в каждом из переходов. Правда, эти продольные деформации несколько уменьшаются за осевой плоскостью роликов вследствие эффекта "жесткого конца", регулируемого соотношением диаметров роликов соседних переходов.

Небольшая глубина формовки (максимальные значения достигаются на седьмом и восьмом переходах) позво-

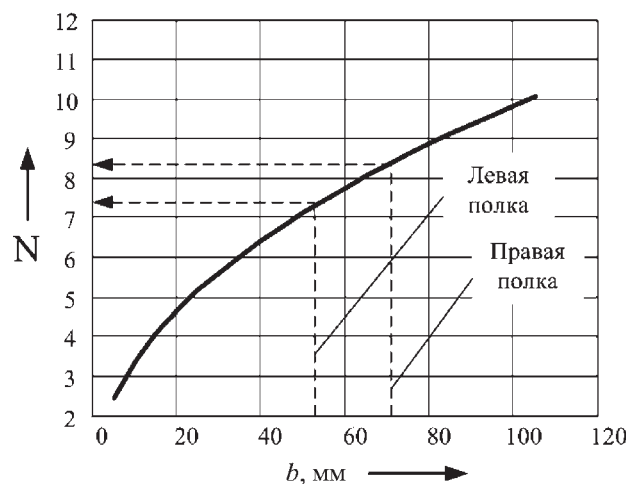


Рис. 3. Зависимости числа переходов от ширины подгибаемой полки и процедура определения числа переходов для левой и правой полок

ляет применять формирующие ролики небольших (в пределах 150 мм) диаметров. Схема максимально приближена к схеме открытой формовки, а углы подгибки определены с тем расчетом, чтобы обеспечивалась достаточная жесткость подгибаемых полок во избежание их излома из-за "набегания" продольных деформаций. Расчеты углов подгибки проведены на основе метода локальных жесткостей, а их распределение по переходам показано на рис. 5.

Ширина заготовки. Теоретическая длина развертки поперечного сечения готового профиля по средней линии определяется по формуле

$$B_T = \sum_{i=1}^{n+1} B_i^R + \sum_{j=1}^n B_j^C, \quad (2)$$

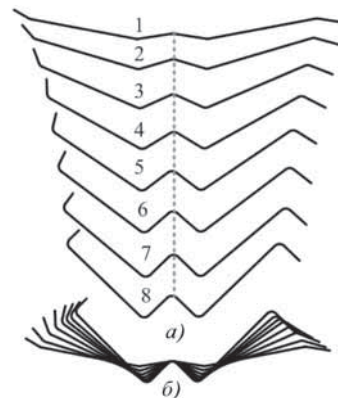
где B_i^R , B_j^C – длина прямолинейного и криволинейного участков соответственно; n – число зон изгиба профиля. При этом длина j -го криволинейного участка дается зависимостью

$$B_j^C = \frac{\pi \alpha}{180^\circ} (r_j + s/2), \quad (3)$$

в которой α – суммарный угол подгибки, r_j – радиус криволинейного участка заготовки; s – толщина заготовки.

С использованием формул № 2 и 3 ширину B_B заготовки для профилирования определяют по формуле

Рис. 4. Линейная (а) и розеточная (б) схемы формообразования профиля



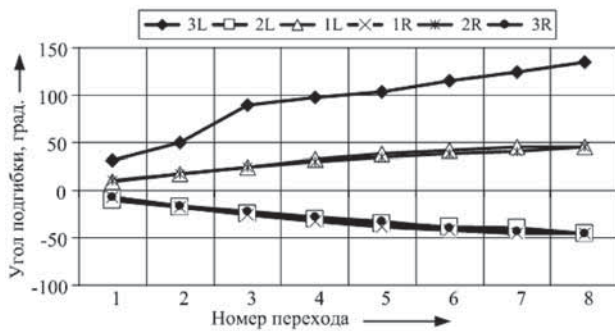


Рис. 5. Углы подгибки элементов в выбранной схеме формообразования:
 1L, 2L, 3L — элементы профиля согласно рис. 1, расположенные слева от оси профилирования;
 1R, 2R, 3R — элементы, расположенные справа от оси профилирования, показанной на рис. 4, а

$$B_B = B_T + \Delta B, \quad (4)$$

где ΔB — приращение заготовки, которое подсчитывается алгебраически в зависимости от схемы формообразования.

Если на ряде переходов применяется подсадка (торцевое сжатие) заготовки, то слагаемые, входящие в расчетную формулу для определения ΔB , берут со знаком "плюс", а если формообразование идет в условиях растяжения, то соответствующие слагаемые берутся со знаком "минус". Но в рассматриваемой здесь схеме формообразования доминирует схема с растяжением, для которой приращение ΔB подсчитывается по формуле

$$\Delta B = -\frac{s}{\pi\sqrt{2}} \left(\frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right)^2 \sum_{i=1}^n \left(\alpha_i \frac{r_i + 1/2}{\sqrt{2r_i^2 + 2r_i + 1}} \right), \quad (5)$$

где σ_T , σ_B — предел текучести и предел прочности материала заготовки соответственно; α_i — суммарный угол подгибки i -й угловой зоны; r_i — относительный радиус изгиба i -й угловой зоны.

Расчет по формуле № 5 дает значение приращения ширины заготовки, равной $\sim 1,8$ мм. Но следует помнить, что при некорректном расчете ширины заготовки кондиционный профиль получить невозможно, даже если все другие составляющие технологии выполнены безукоризненно.

Расчет протяженности зоны плавного перехода для периферийных подгибаемых элементов каждого из переходов выполняется в соответствии с моделью зоны плавного перехода с применением метода локальных жесткостей. Полученный результат для каждого из переходов сравнивается с межклетьевым расстоянием профилировочного оборудования. При этом протяженность зоны плавного перехода не должна превышать межклетьевое расстояние станка — во избежание переформовки элементов профиля.

Меры предотвращения потери устойчивости элементов профиля. Специальных и всеобъемлющих критериев, по которым можно определить наступление потери устойчивости, пока не существует. Однако в общем случае для такой оценки можно использовать модель, в которой потеря устойчивости прогнозируется индикаторной функцией. Согласно ей, многоэлементные подгибаемые полки методом локальных жесткостей редуцируются к гладким полкам эквивалентной толщины, для которых рассчитывается значение индикаторной функции. Для рассматриваемого в статье профиля жесткость подгибаемых многоэлементных

полок оказывается достаточной для обеспечения устойчивости деформирования (значение индикаторной функции меньше единицы). На периферийных же участках заготовки имеются элементы жесткости в виде отбортовок, предотвращающие возникновение кромковой волнистости.

Определение вида замыкания калибров. Для рассматриваемого профиля применяется замыкание по горизонтальным и вертикальным линиям разреза с двусторонним «врезанием» и геометрическим замыканием валов.

Проектирование и изготовление технологического оснащения в рассматриваемом случае требует специальных знаний в области профилирования, относящихся как к процессу формообразования, так и к процессам изготовления формирующих роликов. В частности, формирующие ролики в ряде переходов необходимо выполнять сборными, что связано с обеспечением надлежащих условий формовки и с возможностью использования стандартного режущего инструмента.

Отработка технологии и определение режимов формообразования. Отрабатывая технологию, авторы установили, что геометрические характеристики сечения были выдержаны в пределах заданных допусков, отклонения углов не превышали $\pm 1^\circ$ (требования по чертежу). Серповидность, продольная кривизна и скрутка отсутствовали (допуски по чертежу: 1,0 мм/м; 1 мм/м и 1 °/м соответственно).

В статье особенности разработки технологии производства многоэлементного профиля рассмотрены в основном на качественном уровне. Некоторым вопросам не уделено внимания в силу их малого значения для данного профиля (например, боковой утяжки, учета пружинения и др.). Тем не менее ряд полезных выводов и сказанного вполне достаточно, чтобы подчеркнуть следующее.

При разработке технологии изготовления многоэлементных профилей число переходов надо назначать лишь после приведения конфигурации этого профиля к сечению профиля типовой номенклатуры. Вертикальная плоскость, содержащая ось профилирования, должна делить заготовку примерно на равные части. При этом предпочтение следует отдавать параллельной схеме формовки.

Схема формообразования должна гарантировать равенство продольных деформаций подгибаемых полок и обеспечивать двусторонний доступ инструмента к заготовке на возможно большем числе переходов, а также точность формовки элементов профиля. Причем ее пригодность нужно проверять расчетом протяженности зоны плавного перехода — с целью предупреждения переформовки профиля.

Для предотвращения потери устойчивости элементов профиля схему формообразования необходимо в каждом конкретном случае корректировать, в частности, пересматривать углы подгибки на основе соответствующих расчетов и использовать при необходимости натяг профиля, межклетьевые проводки и т.д.

И последнее. Вид замыкания калибров следует выбирать на основе классификатора замыканий роликового калибра, предпочитая геометрическое замыкание силовому. Режимы же формообразования (настройка калибров, правильного устройства, схемы привода клетей) должны выбираться с учетом его схем и получаемого качества профиля при обработке.

Литература

1. Roll Forming Handbook. Edited by J.T. Halmos. Boca Raton: CRC Group. 2006. 583 p.

ЦИФРОВОЙ ИЗМЕРИТЕЛЬ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛОВ

Кандидаты техн. наук В.В. ГЕРАЩЕНКО и М.Я. ЯСКЕВИЧ, А.А. БОЙКО, О.А. ЛЕСНИК, А.В. ГЕРАЩЕНКО, В.С. КУКЛИН

Белорусско-Российский университет, СЧУП "АСБ Городец" (27-37-97)

Рассматривается устройство для измерения частоты вращения любых валов, позволяющее повысить его точность.

Ключевые слова: устройство, логический элемент, электронный счетчик.

Gerashchenko V.V., Yaskevich M.Ya., Boiko A.A., Lesnik O.A., Gerashchenko A.V., Kuklin V.S.

DIGITAL METER FOR MEASURING RATE ROTATION OF SHAFTS

A digital meter for measuring rate rotation of shafts, which allows to raise its accuracy is considered.

Keywords: meter, logic component, electronic meter.

Авторами создан цифровой измеритель частоты вращения валов агрегатов АТС, который, по их мнению, может быть использован в двух вариантах — автономном и встроенном в мехатронные микропроцессорные системы диагностирования и управления агрегатами АТС. В его состав входят (рис. 1, а, б) частотный датчик 1 скорости вращения, который выполнен в виде металлического диска 2 с двумя выступами и двумя прорезями и установлен на валу, а также катушки 4 индуктивности с магнитным сердечником 3, жестко закрепленной вблизи прорезей и выступов этого диска; первая дифференцирующая цепь 8 с отсекающим диодом 11 на выходе, входом, подсоединенным к катушке 4; вторая дифференцирующая цепь 23 с отсекающим диодом 25 и автоколебательный мультивибратор 20.

Для непосредственного преобразования аналоговых сигналов в цифровой код в преобразователе применен восьмиразрядный суммирующий электронный счетчик 27 с восемью (28–35) выходами, восемью (36–43) светоизлучающими диодами, каждый из которых соединен с одним из выходов счетчика; логический элемент 21 ("И") с двумя (16, 17) входами, первый из кото-

рых соединен с дифференцирующей цепью 8 и счетным входом счетчика, а второй — параллельно дифференцирующей цепи 23 — с выходом автоколебательного мультивибратора 20.

Дифференцирующая цепь 8 имеет два (7, 12) резистора и конденсатор 6, вторая (23) — конденсатор 22 и резистор 26, а автоколебательный мультивибратор 20 — два (9, 18) логических элемента "И-НЕ" (у первого — конденсатор 14, диод 5 и резистор 10, у второго — конденсатор 13, диод 15 и резистор 18).

Величины сопротивлений резисторов и емкости конденсаторов автоколебательного мультивибратора выбраны так, чтобы получать на его выходе прямоугольные импульсы напряжения с длительностью, равной 1 с, и подавать их на вход дифференцирующей цепи 23. Применение логического элемента "И" позволяет получить на выходе этого элемента последовательность импульсов, длительность которой равна длительности прямоугольного импульса, формируемого на выходе автоколебательного мультивибратора, а число коротких импульсов в полученной последовательности пропорционально угловой скорости вращения вала. Применение же восьмиразрядного суммирующего электронного счетчика со счетным входом, соединенным с выходом логического элемента, входом установки нуля, выходом дифференцирующей цепи 23 и во-

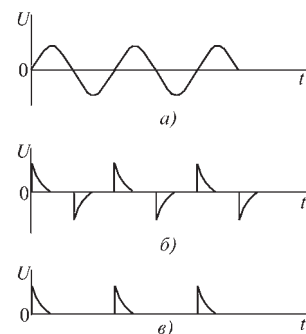


Рис. 2. Электрические сигналы на выходе катушки индуктивности (а), на выходе первой дифференцирующей цепи (б) и на первом входе логического элемента "И" (в)

семью выходами восьми светоизлучающих диодов позволяет при работе счетчика получить на его выходе цифровой код, отображающий частоту вращения вала, и зарегистрировать этот код.

Наличие в диске 2 двух выступов и двух прорезей тоже вполне обосновано: в системе предусмотрен восьмиразрядный счетчик, для которого предельное число поступающих на его счетный вход импульсов для преобразования в цифровой код равно 255. В то же время, например, при частоте вращения вала, равной 6000 мин^{-1} , или 100 с^{-1} , и при использовании в диске 2 двух выступов и двух прорезей за 1 с на выходе дифференцирующей цепи 8 с отсекающим диодом формируется не более 200 положительных импульсов.

При вращении вала с диском 2 на выходе катушки 4 индуктивности с магнитным сердечником за один оборот диска формируется сигнал, форма которого показана на рис. 2, а, имеет четыре разнополярных импульса. Этот сигнал дифференцируется цепью 8 (рис. 2, б), выпрямляется диодом 6 (рис. 2, в) и подается на первый (16) вход логического элемента 21. На второй его вход 17 поступают импульсы длительностью 1 с от автоколебательного мультивибратора 20. При наличии напряжения в течение той же 1 с на втором входе этого логического элемента на его выходе формируется периодическая последовательность коротких импульсов, которая подается на вход счетчика 27 и преобразуется им в восьмиразрядный цифровой код на его выходах 28–35. Этот код можно подавать куда угодно — на приборную панель АТС, интерфейс микропроцессорной системы диагностирования и т.д. Но в любом случае с помощью восьми светоизлучающих диодов, установленных для непосредственного визуального измерения величины скорости вращения валов АТС в цифровом виде, отображается каждый двоичный разряд полученного на выходе счетчика цифрового кода, который регистрируется оператором.

Разработанное устройство обеспечивает, как видим, экономический эффект за счет перехода от аналоговой к цифровой обработке сигналов. Что, как известно, расширяет функциональные возможности измерителя частоты вращения валов и существенно повышает точность измерений.

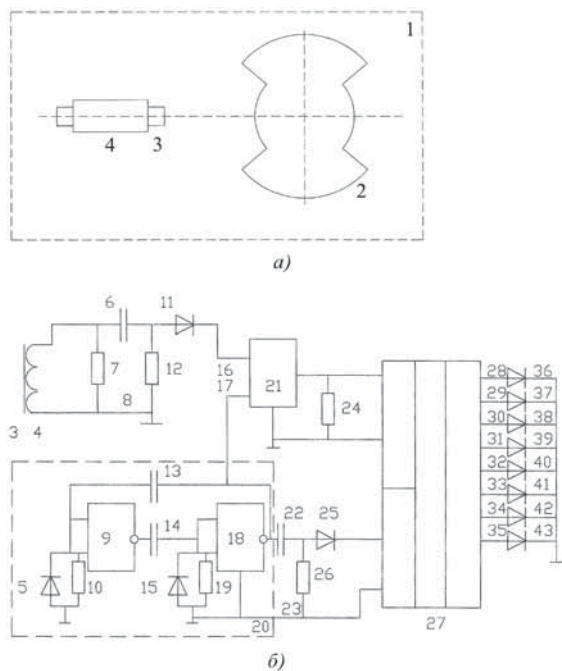


Рис. 1. Схемы цифрового измерителя и датчика:

1 — частотный датчик; 2 — металлический диск; 3 — сердечник катушки; 4 — катушка; 5 — диод; 6, 13, 14, 22 — конденсатор; 7, 10, 12, 15, 19, 24, 26 — резистор; 8, 23 — дифференцирующая цепь; 9, 18 — логический элемент "И-НЕ"; 11 — отсекающий диод; 16, 17 — первый и второй входы логического элемента; 20 — автоколебательный мультивибратор; 21 — логический элемент; 25 — отсекающий диод; 27 — счетчик; 28–35 — выходы счетчика; 36–43 — светоизлучающие диоды

В Ассоциации автомобильных инженеров

На базе НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" ("Автополигон НАМИ") состоялась 80-я международная научно-техническая конференция, посвященная 20-летию Ассоциации автомобильных инженеров. Темой заключительной конференции года по уже установившейся традиции стало "Техническое регулирование в области автотранспортных средств".

В первый день конференции прошло пленарное заседание, в котором с докладами выступили представители Минпромторга РФ, Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии, ГУ ОБДД МВД России, ОАР, НАМИ, КамаЗа, ВАЗа, "Вольво карз", "ТЮФ ЗЮД Русланд", ВНИИМаша, МАДИ (ГТУ), ГосавтотрансНИИ-проекта (Украина) и др. Выступления докладчиков были посвящены: стратегии развития автомобильной промышленности в условиях членства России в ВТО; перспективам и проблемам технического регулирования ЕврАзЭС; месту и роли Административного органа в совершенствовании системы органов по оценке соответствия продукции автомобилестроения; развитию системы стандартизации и сертификации в российской автомобильной промышленности; совершенствованию системы технических регламентов Российской Федерации и Таможенного союза в области автомобилестроения; возможностям технического регулирования, как фактора, препятствующего выпуску в обращение на территории РФ контрафактных, фальсифицированных колёсных транспортных средств; государственному надзору за техническим состоянием транспортных средств в эксплуатации; роли и месту процедур соответствия производства в одобрении типа

транспортных средств в свете Соглашения 1958 г.; проблеме утилизации транспортных средств; новшествах в сертификации транспортных средств на Украине; деятельности Комитета по стандартизации интеллектуальных транспортных систем; новому подходу в сертификации мототехники в Европейском союзе; развитию базы для оценки по требованиям технических регламентов и др. В перерыве для участников конференции были организованы экскурсии в лаборатории испытаний двигателя, пассивной безопасности и на дороги автополигона.

Во второй день в рамках конференции состоялся семинар для специалистов по сертификации автотехники: "Основные направления работы экспертов Российской Федерации в рабочих группах Женевского Соглашения 1958 г., проекты новых Правил ЕЭК ООН и поправок к действующим Правилам и перспективы их применения в России". Вопросы освоения технического регламента "О безопасности колёсных транспортных средств" и введения одноимённого регламента ЕврАзЭС.

Научно-технические конференции и семинары. Ассоциации автомобильных инженеров, запланированные на 2013 год

- Март–апрель 2013 г.
81-я научно-техническая конференция "Дизайн и аэродинамика автотранспортных средств" (Место проведения и дата будут сообщены дополнительно)
- 5–6 июня 2013 г.
82-я международная конференция "Автомобиль и окружающая среда"

Место проведения: г. Дмитров, НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ"

• 6–7 июня 2013 г.
Семинар "CAE Интернешнл" на тему "Опыт контроля эмиссии транспортными средствами в эксплуатации (законодательство, статистика, штрафы и т.п.)"

Место проведения: г. Дмитров, НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ"

(тематика, время и место проведения будут уточнены)

• 8–19 сентября 2013 г.
83-я международная конференция "Особенности эксплуатации автотранспортных средств в дорожно-климатических условиях Сибири и Крайнего Севера. Проблемы сертификации, диагностики, контроля технического состояния"

Место проведения: г. Иркутск, НИИРГТУ

• 4–5 декабря 2013 г.
84-я международная конференция "Техническое регулирование в области автотранспортных средств"

Место проведения: г. Дмитров, НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ"

• 5 декабря 2013 г.
Семинар для специалистов по стандартизации и сертификации автотехники "Проекты новых правил и поправок к действующим правилам, обсуждающиеся в группах экспертов КВТ ЕЭК ООН"

Место проведения: г. Дмитров, НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ"

Правление ААИ просит членов Ассоциации и всех заинтересованных специалистов подавать свои предложения по тематике, месту и срокам проведения конференций и семинаров ААИ на 2013–2014 гг.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Шушкин М.А. – Механизмы локализации производства автокомпонентов – стратегическая задача отечественного автопрома 1
АСМ-факты 3

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

- Бурдыкин В.Д. – Плунжерная пара ТНВД, повышающая стабильность процесса впрыскивания топлива в дизель 4
Алюков С.В. – Инерционная автоматическая бесступенчатая передача повышенной надежности 5
Дубровский А.Ф., Дубровский С.А., Дубровская О.А. – Разрывные колебания механического бесступенчатого привода транспортных средств 9
Антонов И.С., Каштанова Е.А. – Напряженно-деформированное состояние болтового соединения под действием сдвигающей нагрузки 14
Рынкевич С.А. – Теоретические основы создания бортовой системы диагностирования ГМП карьерного самосвала 16
Коптилов В.И. – О физическом смысле коэффициента сопротивления качению ведущего колеса автомобиля 20
Кукис В.С., Рыбалко А.И. – Влияние режима работы двигателя Стирлинга на интегральные характеристики цикла 24

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

- Дубовик Е.А., Недолужко А.А., Воробьев С.С., Курень С.Г. – Квантово-химическое изучение антифриза на основе этиленгликоля 28
Скворцов А.А., Филькин Н.М. – Система виброакустического диагностирования ведущих мостов легкового автомобиля 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

- Дьяков И.Ф. – Использование нейронной технологии при моделировании работоспособности АТС 32
Лапин В.В., Филимонов В.И., Лапшин В.И., Филимонов С.В. – Технология формовки многоэлементного профиля обрамления кузова автомобильного рефрижератора 36
Герашенко В.В., Яскевич М.Я., Бойко А.А., Лесник О.А., Герашенко А.В., Якулин В.С. – Цифровой измеритель частоты вращения валов 39

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:

М.С. Высоцкий (председатель),
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 Андреева Т.И.

Корректоры: Сажина Л.И., Сонюшкина Л.Е.

Сдано в набор 01.11.2012. Подписано в печать 24.12.2012.

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

Отпечатано в ООО "Белый ветер".

115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромьинский 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.