

**ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ**

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

У Ч Р Е Д И Т Е Л И :

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 8 • август • 2015



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.3

РОЛЬ ЛИЧНОСТНОГО ФАКТОРА ИНОСТРАННОГО РУКОВОДИТЕЛЯ В ПОВЫШЕНИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЯМИ РОССИЙСКОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

А.В. СЛЫЖОВ

Нижегородский ГУ имени Н.И. Лобачевского (920. 077-38-10)

Уточняются понятия "личность" и "личностный фактор" в современной экономической науке и практике.

Ключевые слова: личность, личностный фактор, руководитель-иностранец, Бу Инге Андерссон, Горьковский автозавод, АвтоВАЗ.

Slyzhov A.V.

THE ROLE OF PERSONALITY FACTOR OF A FOREIGN LEADER IN THE PROCESS OF IMPROVING EFFECTIVENESS IN MANAGING RUSSIAN AUTOMOBILE MANUFACTURING COMPANIES

Concepts of "personality" and "personality factor" in the contemporary economics science are clarified.

Keywords: personality, personality factor, foreign manager, foreign leader, Bo Inge Andersson, GAZ, AvtoVAZ, automotive industry, vehicle manufacture.

Первый руководитель организации, предприятия, фирмы — это человек, который управляет их деятельностью, определяет стратегию их развития, руководит подчиненными ему сотрудниками. Именно он является лидером в коллективе, а его цель — влиять на подчиненных так, чтобы они выполняли работу, которой занимается коллектив, добросовестно и с энтузиазмом.

Чтобы сыграть такую роль, руководитель, прежде всего, должен быть личностью, т.е. человеком надежным, слова и дела которого не расходятся друг с другом, который сам решает, что ему делать и отвечает за результаты своих действий [1].

И это именно так, в чем легко убедиться на конкретном примере из области российского автомобилестроения, рассмотрев роль личности руководителя в повышении эффективности работы предприятия. Причем для, так сказать, эксперимента возьмем человека, имеющего опыт работы не в нашей, а в зарубежной автомобилестроительной области, и теперь работающего в России. Это — Бу Инге Андерссон, возглавлявший и возглавляющий два крупнейших автозавода — ГАЗ и ВАЗ.

Бу Инге Андерссон родился и вырос в Швеции, имеет степень бакалавра делового администрирования

Стокгольмского университета, выпускник программы высшего менеджмента университета Гарварда. Карьеру в автомобилестроительной отрасли он начал в 1987 г. менеджером концерна "Дженерал Моторс", а затем, после нескольких лет работы уже на руководящих постах, был переведен на должность вице-президента европейского отделения концерна. В 1999 г. он вернулся в США, где возглавил группу по международным закупкам "Дженерал Моторс" и работал там до июня 2009 г. вице-президентом "GM Групп". В 2009 г. его пригласили в Россию — он стал советником О. Дерипаски по автомобилестроению, а также главой совета директоров "Группа ГАЗ", и почти сразу же ее президентом.

В этой должности он занимался стратегией компании и руководил ее текущей деятельностью. Основная задача, которую Андерссон должен был решить, заключалась в обеспечении оптимального соотношения качества продукции и расходов предприятия. И надо сказать, сделал многое. Под его руководством был обновлен модельный ряд в соответствии с современными требованиями рынка, начата реализация совместных проектов с ведущими международными автопроизводителями и укреплено лидерство на рынке легкого коммерческого транспорта. Например, 2012 год стал самым успешным в истории "Группы ГАЗ": чистая прибыль составила 8,8 млрд руб., что на 3,5 % выше показателя 2011 г., а рентабельность составила 6,9 %. Предприятие в бюджет региона перечислило более 1 млрд руб. И к его работе, по мнению автора, следует присмотреться.

Повсеместная оптимизация производства "Группы ГАЗ" произошла за счет сокращения вдвое численности административного состава и на треть — количества задействованных на производстве рабочих. Кроме того, Андерссон полностью изменил политику компании, а также ее направленность, что позволило выработать новый план развития, оптимизировать производственные процессы и достичь положительных экономических показателей. Причем все это произошло в период глубокого кризиса.

Бу Андерссон за короткое время кардинально изменил ситуацию. Так, он прекратил выпуск "Волги" и "Волги Сайбер" и занялся модернизацией производственных мощностей. Достаточно сказать, что объем инвестиций за 2009—2011 гг. составил около 500 млн евро. К 2012 г. у ГАЗа были на руках соглашения по конт-

рактной сборке автомобилей "Шкода", "Фольксваген" и "Шевроле". Потом к ним добавился договор с "Даймлер" по производству микроавтобуса "Мерседес-Бенц Спринтер".

К заслугам Андерссона эксперты относят и модернизацию "ГАЗели": новый ее вариант "ГАЗель-Бизнес" стала пользоваться высоким спросом у предпринимателей. Наконец, запуск автомобилей семейства "ГАЗель Некст" — финальный и успешный проект Бу Андерссона.

Таким образом, можно выделить пять основных нововведений Андерссона на посту президента "Группы ГАЗ": отказ от "Волги", прекращение производства "Сайбер", модернизация завода и контрактная сборка автомобилей "Фольксваген", "Мерседес-Бенц", "Шевроле", постройка на производство "ГАЗель-Бизнес" и внедрение новых условий гарантии и обслуживания, а также выпуск новой модели — "ГАЗель Некст". При этом нельзя не отметить, что по результатам исследования, проведенного консалтинговым агентством "Интербренд", "ГАЗель" признана самым сильным российским автомобильным брендом. Его стоимость составила 38,5 млрд руб. А это, если сравнить с 2008 г., рост в 10 раз.

Достижение таких результатов не могло оказаться незамеченным: Бу Андерссон на международном автомобильном форуме Адама Смита был признан "Лучшим руководителем 2010 года" в российской автомобильной промышленности. Затем, в 2011 г., Андерссона признали лучшим руководителем автомобильной отрасли Европы в номинации "Развивающиеся рынки".

После того, как Андерссон совершил революционные изменения на ГАЗе, его назначили президентом ВАЗа. Его работа началась с того, что он лично проинспектировал весь завод и дилерские центры, встретился с поставщиками сырья и комплектующих изделий. Затем, по аналогии с ГАЗом, вводит жесткий контроль дисциплины, регулярно осматривает производственные цеха, проверяет численность штатов, оптимизирует расходную часть с целью снижения себестоимости выпускаемой заводом продукции. Итог: через неделю принимает решение и подписывает приказ об увольнении 7,5 тыс. человек, треть из которых — "руководители, специалисты и служащие".

С традиционной точки зрения это ужасно. Однако аналитики отметили, что с приходом Андерссона на ВАЗ котировки акций автозавода показали уверенный рост.

Бу Андерссон также хорошо видит перспективы развития "АвтоВАЗ" на ближайшие 10 лет. Это: решение вопросов безупречного качества, удвоение объемов производства, запуск четырех новых для альянса моделей и пяти новых непосредственно для ВАЗа моделей. Цель президента — производить 3,5 тыс. автомобилей ежедневно.

Как видим, Бу Андерссон, безусловно, эффективный менеджер. Его отличают огромный опыт работы в автомобильных компаниях; пристальное внимание к деталям и нюансам; личный авторитет; незаангажированный взгляд на вещи; огромная работоспособность; стратегическое мышление; хорошее образование; талант и харизма. То есть высокие личностные качества, позволяющие ему влиять на других руководителей и сотрудников.

Рассмотренный выше пример — наглядная иллюстрация к тому, о чем говорит современная наука уп-

равления. Это так называемые харизматические теории лидерства. Если прежние теории исходили из того, что качественные характеристики подчиненных есть некоторая данность, с которой должен быть соотнесен стиль руководства, то харизматические теории лидерства, напротив, делают акцент на привязанности к лидеру, дающей ему возможность для эмоционального воздействия на подчиненных. "Харизматическая личность в кругу своих последователей становится символической фигурой. Что же касается вопроса, какие именно личностные качества делают личность харизматической и являются ли они врожденными или хотя бы доступными для сознательного культивирования их в себе, то здесь среди ученых еще нет полного согласия во мнениях" [2]. Как показали исследования, харизматическое лидерство повышает мотивацию подчиненных и улучшает результаты их работы. Но прежде чем сделать выводы о том, как эффективнее управлять, на том же примере рассмотрим, что такое стиль и методы руководства.

Стиль руководства с научной точки зрения — это, во первых, система методов, форм и способов работы менеджера, а также его манера и поведение в процессе выработки и реализации управленческих, организационно-административных, экономических и социально-психологических решений. Во-вторых, это индивидуальное понятие, которое определяется характером конкретной личности, имеет особенности работы с людьми и способы принятия решения: вряд ли найдется несколько менеджеров с одинаковым стилем руководства. При этом следует отметить, что нет идеального руководителя и идеального шаблона для стиля руководства на все случаи жизни: все зависит от личности менеджера и ситуации. Как нет стандартных управленческих ситуаций и идеальных подчиненных. В-третьих, выбор стиля руководства во многом зависит от того, какую задачу ставит перед собой менеджер. Однако в целом науке известен авторитарный стиль управления, который хорош на первоначальных этапах становления системы, а вот демократический (и даже либеральный) стиль характерен для этапов расцвета и эффективной деятельности.

Таким образом, если следовать теории, то можно сделать вывод: Бу Андерссон применяет в практической работе все три метода управления — экономический, организационно-административный и социально-психологический. Причем реализуемый им стиль управления, по сути, авторитарный на всех этапах деятельности предприятия.

Обобщая изложенное выше, стоит отметить, что личностный фактор руководителя, его опыт и знания могут играть ключевую роль в развитии и выполнении стоящих перед предприятием задач. При этом способ выработки и принятия ключевых решений, стиль управления и ведения дел, образ мышления, нацеленный на достижение результатов, способность сплотить коллектив и сформировать команды квалифицированных специалистов, умение четко определять задачи и ставить цели — основные умения и навыки руководителя. Эффективное и продуманное использование этих навыков может послужить основой для реализации и успеха любого проекта.

Литература

1. Митин А.Н. Механизмы управления. М.: Проспект, 2014.
2. Монден Я. Тойота. Методы эффективного управления. М.: Экономика, 1989.



"Группа ГАЗ" начинает массовое производство всех базовых моделей автобусов ПАЗ и их модификаций в обновленном экстерьере. На модернизированных моделях серий ПАЗ-3205, ПАЗ-3206, ПАЗ-4234 на смену прежним круглым фарам пришли четыре линзы прожекторного типа. Изогнутый передний бампер не только придает автобусу современный вид, но и улучшает аэродинамику. Увеличенная площадь вентиляционных прорезей обеспечивает необходимый приток воздуха для охлаждения двигателя.

Ранее машины с новыми масками и световыми приборами можно было приобрести с доплатой, поскольку обновленный экстерьер был дополнительной опцией. Теперь автобусы ПАЗ в новом облике доступны для покупателя без удорожания, автобусы же в старом экстерьере серийно выпускаться не будут.



Павловский автобусный завод производит шесть моделей и более 60 модификаций автобусов малого и среднего классов различного назначения: для городских и пригородных перевозок, для образовательных и социальных учреждений и др. Все модификации автобусов ПАЗ отличаются высоким уровнем надежности и безопасности, низкой стоимостью эксплуатации и соответствуют современным стандартам комфорта для водителя и пассажиров. Благодаря этому машины более четверти века остаются самыми востребованными в России и странах СНГ.

С начала июля "Группа ГАЗ" запустила три программы по реализации автобусов ПАЗ. При покупке двух и более автобусов производства Павловского автобусного завода пассажироперевозчик получает скидку до 10 %. Минимальный авансовый платеж составляет 30 %, при этом 10 % стоимости транспортного средства может быть компенсировано в рамках государственной программы льготного лизинга. Таким образом, для приобретения двух автобусов ПАЗ достаточно внести лишь 20 % их стоимости. Экономия по оплате ежемесячного лизингового платежа может достичь 17 тыс. руб. за один автобус. При покупке от пяти автобусов ПАЗ предоставляется дополнительная скидка до 10 %.

Также "Группа ГАЗ" предоставляет теперь покупателям автобусов ПАЗ-3203.0208 скидку, направленную на компенсацию стоимости установки газобаллонного

оборудования. Затраты по установке газобаллонного оборудования под пропан-бутан компенсируются полностью. При установке газобаллонного оборудования под метан компенсируется 79 % полной стоимости установки газового оборудования. Скидки по данной программе могут суммироваться со скидками по лизинговой программе при покупке от пяти машин.

Специальные предложения распространяются на весь модельный ряд Павловского автобусного завода.

* * *

"САМТ-Фонд" совместно с Ассоциацией Автомобильных инженеров при поддержке Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии (Росстандарт), Объединения автопроизводителей России, Евразийского делового совета, Ассоциации по техническому регулированию, Всероссийской организации качества в рамках выставки "Комтранс'2015" проводят очередную ежегодную 92-ю конференцию "Сертификация спецавтотранспорта, коммунальных, строительных, строительно-дорожных машин и оборудования".

Основные темы конференции:

- ФЗ "О стандартизации";
- практика применения Технических регламентов Таможенного союза "О безопасности машин и оборудования", "О безопасности колесных транспортных средств";
- практика применения Технического регламента Таможенного союза "О безопасности сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов и прицепов к ним";
- вопросы внесения изменений в конструкцию транспортных средств, находящихся в эксплуатации (переоборудование);
- стандарты (ГОСТ Р). Добровольные или обязательные?;
- электронные ПТС, ПШТС и ПСМ;
- ГЛОНАСС;
- НОСТРОЙ.

Конференция пройдет 9 сентября 2015 г. в МВЦ "Крокус-Экспо". Все участники получают Сертификат участника конференции, а также приглашение на бесплатное посещение выставки "Комтранс'2015".

Основной целью конференции является обмен информацией, обсуждение проблем и установление сотрудничества в сфере оценки соответствия транспортных средств, машин и оборудования. К работе в конференции приглашены представители Комиссии таможенного союза, Минпромторга России, Росстандарта, Госстандарта Республики Беларусь, Минтранса РФ, ОАР, ААИ, ФГУП "НАМИ", представители российских и белорусских органов по сертификации и испытательных лабораторий, представители заводов-изготовителей шасси и базовых ТС.

Подробная информация о конференции — на сайте: www.samt-fond.ru



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.067

МЕЖДУНАРОДНАЯ РЕГЛАМЕНТАЦИЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ: СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ

Д-р техн. наук **А.И. РЯБЧИНСКИЙ**, **Т.Э. МОРОЗОВА**
МАДИ (8.499. 155-08-14)

Приводится анализ реализуемых в международной практике Правил ООН и Глобальных технических правил ООН, регламентирующих технические требования и методы испытаний на пассивную безопасность, а также даются рекомендации по повышению пассивной безопасности для транспортных средств.

Ключевые слова: международная регламентация, пассивная безопасность транспортных средств, правила ООН, глобальные технические правила ООН, технические требования, методы испытаний.

Ryabchinsky A.I., Morozova T.E.
**INTERNATIONAL REGULATION PASSIVE SAFETY OF VEHICLES:
STATE AND DEVELOPMENT PROSPECTS**

The analysis of UN Regulation realized in the international practice is provided in article and UN Global Technical Regulation (UN GTR) regulating technical requirements and test methods on passive safety, and also recommendations about increase of passive safety for vehicles are made.

Keywords: international regulation, passive safety of vehicles, regulation, global technical regulation, technical requirements, test methods.

Современный этап работ по повышению пассивной безопасности связан, прежде всего, с решением задач по созданию и применению специальных (в основном работающих в автоматическом режиме) удерживающих систем с одновременной оптимизацией ударно-прочностных свойств кузова транспортного средства; повышению энергопоглощающих свойств элементов его конструкции; улучшению травмобезопасности оборудования внутри и снаружи транспортного средства, а также обеспечению жизненного пространства для человека внутри него.

В настоящее время разработаны и реализуются в международной практике Правила ЕЭК ООН и Глобальные технические правила ЕЭК ООН, регламентирующие технические требования и методы испытаний на пассивную безопасность (см. таблицу). Как из нее видно, современные нормативы, регламентирующие пассивную безопасность, можно условно разделить на три группы.

В первую группу входят достаточно стабильные предписания Правил ЕЭК ООН, которые соответствуют современному уровню о необходимости и возможности предотвращения (снижения тяжести) травмирования участников дорожного движения при ДТП. Причем нормативные требования, входящие в эту группу, регулярно уточняются и дополняются, но заложенные в них основные методические принципы обеспечения безопасности остаются в течение довольно большого периода времени неизменными. К ним относятся Правила № 11, 12, 14, 17, 22, 25, 26, 58 ЕЭК ООН и ряд других.

Вторая группа — это предписания, которые требуют или находятся в стадии существенной переработки, заключающаяся во внесении значительных изменений и дополнений. К таким Правилам можно отнести № 29, 44, 66, 95, 127, 129.

В третью группу входят предписания, которые должны быть разработаны с учетом необходимости снижения числа пострадавших при определенных видах ДТП, а также появившихся технических возможностей для совершенствования конструктивной и эксплуатационной безопасности транспортных средств. К таким перспективным предписаниям в первую очередь можно отнести те, которые регламентируют требования безопасности к транспортным средствам категорий M_2 , M_3 , в меньшей степени затронутым регламентацией требований по пассивной безопасности. На наш взгляд, в ближайшей перспективе должны появиться международные предписания, регламентирующие требования к безопасности специальных автобусов для перевозки детей; требования к безопасности транспортных средств категорий M_2 , M_3 при фронтальных столкновениях, а также предписания по безопасной перевозке детей в общественном транспорте.

Рассмотрим более подробно предписания Правил ЕЭК ООН, входящие во вторую группу и требующие существенной доработки.

Правила № 29 ЕЭК ООН оговаривают требования к ударно-прочностным свойствам кабин грузовых автомобилей. В принятых в последнее время по предложению специалистов от Российской Федерации поправках серии 03 появилась возможность приблизить испытания, подтверждающие соответствие требованиям безопасности при опрокидывании, к реальным условиям, используя при этом поперечную составляющую нагрузки крыши кабины. Так, рис. 1...3 иллюстрируют нагрузки, которые должна выдерживать кабина при оценке ее ударно-прочностных свойств, при испытаниях, имитирующих фронтальное столк-

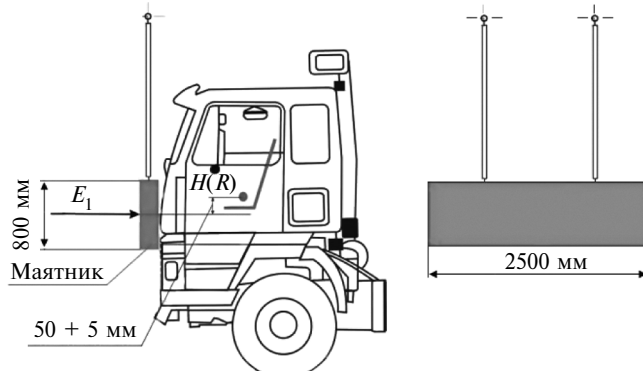


Рис. 1. Оценка безопасности при фронтальном ударе (испытание А)

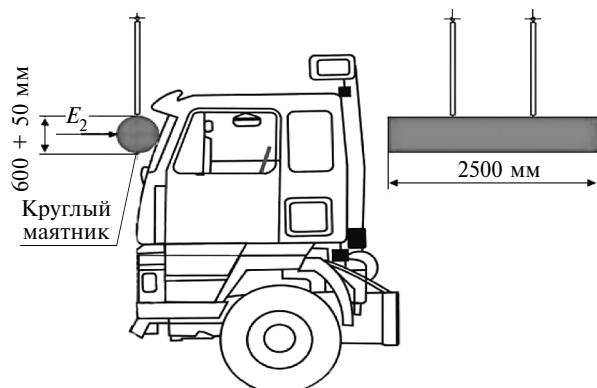


Рис. 2. Оценка безопасности при опрокидывании на 90° (испытание В)

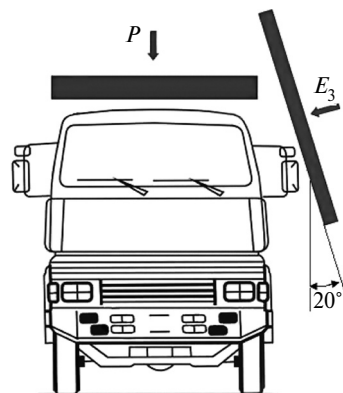


Рис. 3. Оценка безопасности при опрокидывании на 180° (испытание С)

новение и опрокидывание в соответствии с существующими требованиями Правил № 29 ЕЭК ООН с поправками серии 03.

Причем испытаниям А подвергаются только транспортные средства с кабиной над двигателем посредством ударного комплекта жесткой конструкции (прямоугольного плоского маятника). При этом энергия E_1 удара должна составлять 29,4 кДж для транспортных средств категории N_1 и категории N_2 , имеющих полную массу не более 7,5 т, и 55 кДж — для транспортных средств категории N_3 и N_2 , полной мас-

сой более 7,5 т. Испытание В проводится с помощью ударного комплекта жесткой конструкции (круглого маятника), энергия E_2 удара должна составлять 29,4 кДж, тогда как испытание С проводится последовательно в два приема.

Для транспортных средств категории N_2 (полная масса свыше 7,5 т) и категории N_3 сначала прилагается динамическая нагрузка с помощью жесткого ударного элемента (плоского маятника) к верхнему краю кабины, и при

этом энергия E_3 удара составляет минимум 17,6 кДж.

Затем для всех транспортных средств крыша нагружается посредством приложения статической нагрузки P , соответствующей максимально разрешенной нагрузке на переднюю(ие) ось(и) транспортного средства, причем максимальное ее значение не может превышать 98 кН.

В перспективе следует ожидать существенных изменений условий испытаний, имитирующих опрокидывание грузовых автомобилей. Исследования, проведенные российскими специалистами, показали, что при-

Правила ЕЭК ООН или ГТП ЕЭК ООН	Объекты регламентации	Последняя поправка (год принятия)	Реализация в Техническом регламенте ТС 018/2011
Правила № 11	Замки и петли дверей	03 (2007)	02, 03
Правила № 12	Травмобезопасность элементов рулевого управления	04 (2011)	03
Правила № 14	Крепление ремней безопасности	07 (2009)	07
Правила № 16	Ремни безопасности и их установка	06 (2009)	06
Правила № 17	Прочность сидений	08 (2009)	08
Правила № 21	Травмобезопасность внутреннего оборудования	01 (1980)	01
Правила № 22	Защитные шлемы	05 (2000)	—
Правила № 25	Подголовники	04 (1997)	04
Правила № 26	Травмобезопасность наружных выступов легковых автомобилей	03 (2005)	03
Правила № 29	Прочность кабин грузовых автомобилей	03 (2011)	02
Правила № 44	Удерживающие устройства для детей	04 (2005)	—
Правила № 58	Задние защитные устройства грузовых автомобилей	02 (2008)	02
Правила № 61	Травмобезопасность наружных выступов грузовых автомобилей	00 (1984)	00
Правила № 66	Прочность верхней части конструкции автобусов	02 (2010)	02
Правила № 73	Боковые защитные устройства грузовых автомобилей	00 (2010)	00
Правила № 80	Прочность сидений автобусов	03 (2012)	01
Правила № 93	Передние защитные устройства грузовых автомобилей	00 (1994)	00
Правила № 94	Защита водителя и пассажиров при фронтальном столкновении	02 (2011)	01
Правила № 95	Защита водителя и пассажиров при боковом столкновении	03 (2011)	02
Правила № 100	Безопасность электромобилей	02 (2013)	00
Правила № 114	Подушки безопасности	00 (2003)	—
Правила № 126	Безопасность удерживающих перегородок при смещении багажа	00 (2007)	—
Правила № 127	Безопасность пешеходов	00 (2012)	—
Правила № 129	Усовершенствованные удерживающие устройства для детей		—
ГТП № 1	Замки и петли дверей	2004	00
ГТП № 7	Подголовники	2008	—
ГТП № 9	Безопасность пешеходов	2011	00

нятые и действующие в настоящее время требования в недостаточной степени обеспечивают безопасность водителей и пассажиров в кабинах грузовых автомобилей при опрокидывании как на 90, так и на 180° и более.

Для возможности воспроизведения реальных условий опрокидывания (испытание С) необходимо значение энергии E_3 удара (плоского маятника) увеличить для транспортных средств категории N_2 полной массой более 7,5 т и категории N_3 с 17,6 до 30 кДж при имитации опрокидывания на 180°, а для транспортных средств категории N_1 и категории N_2 , имеющих полную массу не более 7,5 т, энергия E_3 удара должна составлять 17,6 кДж.

Статистика ДТП показывает, что при фронтальном столкновении возможно перемещение груза на грузовой платформе с разрушением задней стенки кабины, вследствие чего нарушается жизненное пространство внутри кабины. Поэтому необходимо ввести в предписания Правил ООН № 29 оценку прочности задней стенки кабины посредством приложения динамической нагрузки.

Правила № 44 и 129 ЕЭК ООН устанавливают требования к детским удерживающим устройствам (ДУУ).

Анализ статистики показывает, что жизнь и здоровье детей при перевозке их в автомобиле до настоящего времени еще недостаточно защищены. Последнее десятилетие отмечается большой результативностью исследований по повышению безопасности именно детей в автомобиле. Для эффективной их защиты при перевозке в транспортных средствах и предназначаются ДУУ. По данным Всемирной организации здравоохранения, использование ДУУ позволяет снизить риски при ДТП гибели детей на 54 %, при получении травм средней тяжести — на 76, а тяжелых травм — на 92 %.

Требования к конструкции ДУУ (детских сидений) регламентируются Правилами № 44 "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения удерживающих устройств для детей, находящихся в механических транспортных средствах ("детская удерживающая система")", которые периодически корректируются и ужесточаются. С июля 2013 г. вступили в силу также Правила № 129 "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения усовершенствованных детских удерживающих систем (УДУС), используемых в транспортных средствах", которые обеспечивают более высокий уровень защиты детей.

Основными отличиями Правил № 129 в сравнении с Правилами № 44 являются: проведение испытаний на боковой удар, а также использование УДУС только со специальным креплением ISOFIX, обеспечивающим надежную фиксацию в автомобиле детского удерживающего устройства (детского сиденья).

Детские удерживающие устройства подразделяются на несколько групп, в зависимости от возраста и веса ребенка. Все детские сиденья делятся по европейской классификации на пять групп (рис. 4).

Крепление ISOFIX в автомобиле представляет собой крепление специальными скобами, расположенными под спинкой автомобильного сиденья. С их по-

мощью детское сиденье жестко крепится к кузову автомобиля, а ребенок в нем пристегивается внутренним пятиточечным ремнем.

Реализуется это следующим образом: два нижних кронштейна имеют специальные "язычки", которыми они захватывают дужку скобы крепления ISOFIX, расположенного в основании спинки автомобильного сиденья (рис. 5). Чтобы его отстегнуть, надо просто разблокировать замки нажатием специальных кнопок.

Сиденья, оснащенные ISOFIX, жестко крепятся к кузову автомобиля, что более надежно фиксирует сиденье при столкновении. Для большей его устойчивости часто используют третью точку крепления — верхний страховочный трос, так называемый якорный ремень (рис. 6). Он располагается в верхней части спинки сиденья и крепится к скобе, расположенной в полу или потолке автомобиля (в зависимости от типа кузова и модели). Наличие этой точки крепления указывается в руководстве по эксплуатации автомобилем.

Использование этой точки крепления снижает нагрузку на основные крепления ISOFIX и уменьшает вероятность смещения сиденья вперед при фронтальном ударе ("кивка"). Эту же функцию может выполнять и дополнительный упор в пол салона автомобиля.



Группа сиденья	Масса ребенка	Примерный возраст ребенка	Способ установки
0	0...10 кг	0—1 год	Боком по ходу движения
0+	0...13 кг	0—1,5 года	Лицом против хода движения
1	9...18 кг	1—4 года	Лицом по ходу движения
2	15...25 кг	3—7 лет	То же
3	22...36 кг	6—12 лет	— " —

Рис. 4. Классификация детских удерживающих устройств



Рис. 5. Крепление ДУУ к кузову автомобиля

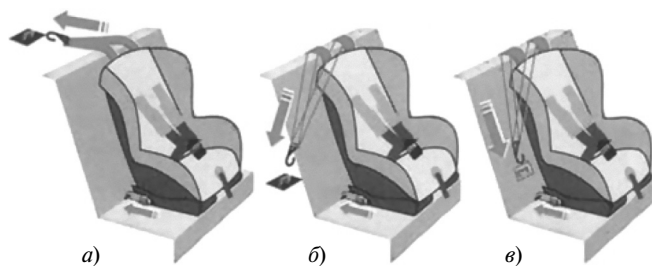


Рис. 6. Дополнительное крепление ДУУ к кузову автомобиля посредством верхнего страховочного троса к кузову (а), спинки ДУУ (б), упор в пол салона автомобиля (в)

Подобный упор выглядит более громоздко, чем "якорный" ремень, но его преимущество в универсальности, так как не все модели автомобилей имеют скобу для закрепления "якорного" ремня.

В целом преимущество крепления ISOFIX состоит в следующем: более высокая степень защиты ребенка при ДТП, повышенная устойчивость к серии ударов при аварии; удобство использования (быстрый монтаж/демонтаж); исключение опрокидывания, смещения и маятникового движения сиденья.

Результаты многочисленных краш-тестов детских сидений показывают, что они имеют самый высокий уровень обеспечения безопасности детей при ДТП.

Анализ состояния работы по широкому внедрению в практику использования в РФ на легковых автомобилях безопасных конструкций детских сидений показал явно недостаточное внимание к этой важной проблеме. Этим объясняется отсутствие требования к ДУУ в Техническом регламенте Таможенного союза "О безопасности колесных транспортных средств", который вступил в силу на территории РФ с 01.01.2015 г., должного контроля качества ДУУ, реализуемых через торговую сеть, и со стороны ГИБДД за использованием при перевозке детей травмоопасных устройств типа "корректора" лямок ремня безопасности "ФЭСТ" и т.п.

В связи с этим необходимо принять срочные меры по нормативно-правовому и организационному урегулированию использования в легковых автомобилях при перевозке детей в УДУС с креплением ISOFIX как наиболее безопасных и надежных.

Правила № 66 ЕЭК ООН регламентируют прочность верхней части конструкции (крыши автобуса) при опрокидывании, которое является одним из самых частых и травмоопасных типов ДТП. В соответствии с этими Правилами, безопасность оценивается по критерию отсутствия нарушения остаточного (жизненного) пространства в салоне автобуса после поперечного опрокидывания автобуса, имитируемого с платформы, которая находится на высоте 0,8 м (рис. 7).

Исследования, проведенные российскими специалистами, выявили ряд недостатков, присущих действующим международным предписаниям, согласно Правилам № 66. Так, оговоренное в Правилах воспроизведение нагрузок, действующих на верхнюю часть автобуса при опрокидывании на 90°, недостаточно для оценки безопасности, так как при опрокидывании автобуса на 180° и более уровень нагружения в прин-

ципе значительно выше. Кроме того, условия испытаний по этим не обеспечивают в ряде случаев достоверную оценку безопасности конструкции автобуса при опрокидывании, что приводит к увеличению жертв при ДТП.

Рассмотрим более подробно перечисленные выше недостатки Правил № 66 ЕЭК ООН. Как показывает анализ проведенных испытаний при падении на нижнюю площадку автобуса, имеющего недостаточную прочность верхней части конструкции кузова, его стойки деформируются или разрушаются, и автобус ложится на подоконный брус. Понятно, что если бы после этого автобус продолжил бы опрокидывание на 180° и более, то, несомненно, произошло бы опасное нарушение остаточного пространства и разрушение верхней части конструкции кузова. Подобные разрушения наблюдаются в ряде резонансных ДТП с участием пассажиров автобусов.

Однако исследования показывают, что если высота расположения подоконного бруса превышает 175 см, то может не наблюдаться нарушения остаточного пространства в автобусе при разрушении стоек кузова и контакте подоконного бруса с нижней площадкой опрокидывания (рис. 8).

Результаты исследований показывают, что объективная оценка безопасности автобусов при опрокидывании может быть обеспечена в случае проведения сертификационных испытаний при высоте расположения платформы для опрокидывания не менее 1,2 м.

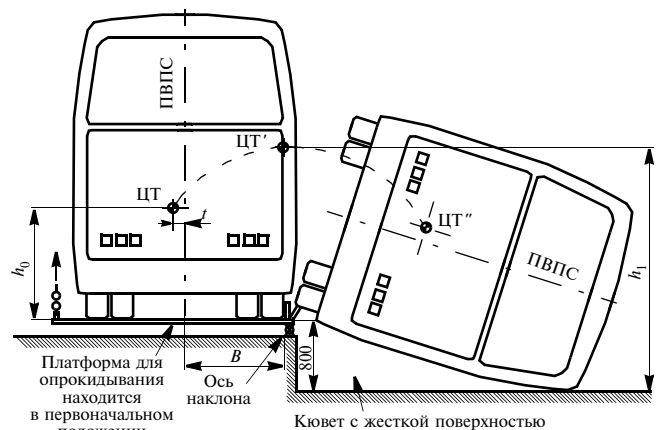


Рис. 7. Схема испытания автобуса на опрокидывание по Правилам № 66 ЕЭК ООН

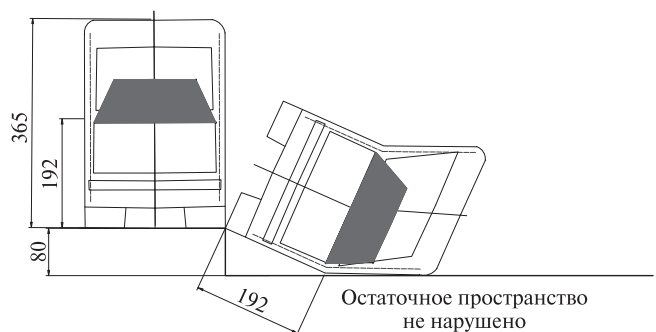


Рис. 8. Пример возможности необъективной оценки безопасности конструкции автобуса модели MAH A13

Правила № 95 ЕЭК ООН регламентируют требования к транспортным средствам категории M_1 и N_1 в отношении защиты водителя и пассажиров в случае бокового столкновения.

Технические требования, так же как и Правила № 94, устанавливают критерии травмирования головы (НРС); грудной клетки (показатели отклонения ребер — RDC) и мягких тканей — V^*C); таза (пиковая нагрузка на лонное сочленение — PSPF); брюшной секции (пиковая нагрузка на брюшную секцию — APF)), которые выявляются при проведении испытаний, имитирующих боковое столкновение, с использованием специальных биомеханических манекенов (EUROSID-1), установленных соответствующим образом.

В ряде стран с развитой автомобилизацией (например, США) "лидерство" по числу пострадавших постепенно стало переходить к боковым столкновениям, несмотря на то, что последние встречаются в 2...3 раза реже, чем фронтальные столкновения. Это объясня-

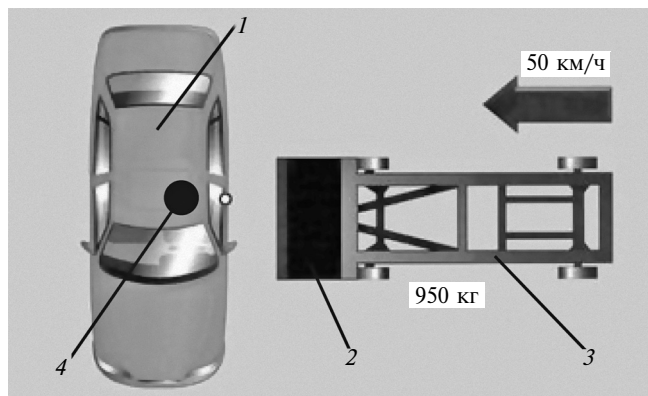


Рис. 9. Испытание автомобиля на боковой удар в соответствии с Правилами № 95 ЕЭК ООН:

1 — испытуемый автомобиль; 2 — деформируемый элемент, имитирующий переднюю часть автомобиля; 3 — подвижная тележка; 4 — манекен, расположенный на месте водителя



Рис. 10. Испытание автомобиля на боковой удар о столб в соответствии с ГТП № 14 ЕЭК ООН:

1 — столб, диаметром 254 мм; 2 — испытуемое транспортное средство; 3 — манекен, расположенный на месте водителя

ется травмоопасностью боковых столкновений из-за сложности и недостаточного оснащения легковых автомобилей средствами для предотвращения травмирования при боковых ударах.

Основным нормативным документом, регламентирующим технические требования и методы испытаний легковых автомобилей на боковой удар, являются Правила № 95. Они были приняты в 1995 г.; в их основу положен краш-тест, имитирующий боковой удар легкового автомобиля о другой легковой автомобиль, который находится в неподвижном состоянии (рис. 9).

Ввиду большой тяжести последствий удара вбок легкового автомобиля об узкие вертикальные предметы (например, столб, дерево и т.п.), в 2013 г. были приняты ГТП № 14 ЕЭК ООН, воспроизводящие такие условия столкновения (рис. 10).

При таком испытании легковой автомобиль устанавливается на подвижной платформе, затем разгоняется до скорости 32 км/ч и ударяется боковой частью о столб (который имитирует узкий вертикальный предмет) диаметром 254 мм. При проведении этого испытания используется более современный, по сравнению с используемым в Правилах № 95 биомеханическим манекеном EUROSID-2, антропометрический манекен WORLDSID. Этот манекен позволяет с большей точностью оценивать последствия бокового столкновения.

Вышеописанные нормативные документы (Правила № 95 и ГТП № 14) в ближайшей перспективе будут использоваться параллельно до того момента, когда накопленные данные по испытаниям позволят применить только одну из этих методик для оценки последствий боковых столкновений.

Правила № 127 ЕЭК ООН и ГТП № 9 ЕЭК ООН регламентируют требования к механическим транспортным средствам категорий M_1 и N_1 в отношении их характеристик, влияющих на безопасность пешеходов.

Защита пешеходов обеспечивается за счет снижения травмоопасности передней части автомобиля. Правила № 127 и ГТП № 9 регламентируют требования к передней части автомобилей категорий M_1 и N_1 , которые обеспечивают безопасность пешеходов при наезде на них автомобилей, движущихся со скоростью до 40 км/ч. При этом воспроизводятся условия удара в бок пешехода, движущегося перпендикулярно движению автомобиля, путем динамического нагружения соответствующих зон передней части (бампера, зон передней части панели радиатора и капота) посредством моделей, имитирующих голень, бедро и голову пешехода (рис. 11).

Испытания проводятся со скоростью движения моделей в пределах 11,1...9,7 м/с. При проведении испытаний бампера на удар моделью нижней части ноги оценивается соответствие требованиям безопасности предельных значений угла бокового изгиба колена, его сдвига и бокового ускорения голени. При испытании моделью бедра оцениваются предельные значения мгновенной суммы сил при ударе с учетом времени и крутящего момента, прилагаемого к испытательному устройству. Эффективность защиты головы определяется с помощью критерия травмирования головы (НРС), позволяющего оценить риск получения тяжелой травмы головы при ДТП.

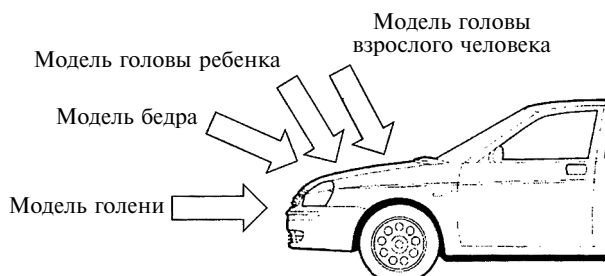


Рис. 11. Испытания передней части автомобиля, предусмотренные Правилами № 127 и ГТП № 9

В настоящее время ведутся работы по совершенствованию нового достаточно сложного ударного элемента в виде модели голени ноги пешехода (FlexPLI).

Однако ведущие фирмы уже реализуют мероприятия по снижению травмоопасности пешеходов за счет повышения энергоемкости бамперов, исключения резкого перехода зоны размещения радиатора к капоту, а также исключения жестких элементов капота в зоне возможных контактов головы ребенка и взрослого пешехода на капоте и передних стойках кузова.

В настоящее время большое внимание Всемирный форум WP.29 уделяет разработке Международной системы официального утверждения типа комплектного транспортного средства (IWVTA) по аналогии с процедурами, принятыми в Российской Федерации при выдаче "Одобрения типа транспортного средства". В рамках разработки IWVTA проводится пересмотр Женевского соглашения 1958 г. и разработка Правил ООН № 0.

Предусматривается создание новых Правил ООН № 0 с различной "степенью гибкости" и формирование номенклатуры требований, подлежащих включению в IWVTA.

Конечная цель IWVTA состоит в обеспечении универсального официального утверждения типа комплек-

тного транспортного средства, признаваемого всеми договаривающимися сторонами, применяющими Правила № 0 ЕЭК ООН, без предъявления каких-либо дополнительных национальных требований и при отсутствии дополнительных процедур оценки соответствия на национальном уровне.

Как отмечено, эту цель нельзя достичь в один прием. Поэтому Правила № 0 на первом этапе будут допускать частичное применение IWVTA, ограниченное транспортными средствами категории M₁. Это частичное официальное утверждение типа потребует дополнить национальными или региональными официальными утверждениями. На последующем этапе можно будет обеспечить полное официальное утверждение типа комплектного транспортного средства в рамках соответствия Правилам № 0, которые предполагается обновлять ежегодно.

В настоящее время разработана структура этих Правил и два перечня Правил ЕЭК ООН, которые должны будут в обязательном порядке соблюдаться для получения официального утверждения типа комплектного транспортного средства. Перечень А содержит 39 Правил, которые уже могут быть включены в первый этап частичного применения IWVTA. В него также включено 10 основополагающих Правил по пассивной безопасности, что подтверждает большое внимание, которое уделяется международными организациями вопросам снижения тяжести травмирования при ДТП участников дорожного движения.

Анализ результатов деятельности Всемирного форума для согласования правил в области транспортных средств (WP.29) КВТ ЕЭК ООН показывает, что международной регламентации пассивной безопасности транспортных средств уделяется большое внимание, она динамично развивается и ее совершенствование проводится системно с активным участием экспертов практически всех развитых стран, включая экспертов от Российской Федерации.

УДК 629.3.072(079.1)

УНИВЕРСАЛЬНАЯ ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ САМОХОДНЫХ МАШИН

Д-р техн. наук Г.Б. ШИПИЛЕВСКИЙ
(916. 396-63-43)

Рассматривается способ универсальной оценки управляемости самоходных машин на этапах их проектирования, основанный на математической модели управляемого их движения и компьютерной реализации такой модели.

Ключевые слова: управляемость, оценка, скорость, траектория, математическая модель, компьютерная реализация.

Shipilevsky G.B.
**UNIVERSAL EVALUATION OF THE CONTROLLABILITY
OF SELF-PROPELLED MACHINES**

Method of universal evaluation of the controllability of the SELF-PROPELLED machines at the design stages, based on mathematic model of controlled movement and computer implementation its model is considered.

Keywords: controllability, score, speed, trajectory, mathematical model, computer implementation.

Потребительские свойства наземных самоходных машин проявляются только во время их работы, которая, в свою очередь, происходит во время их движения. А они должны находиться в рамках требуемых параметров этого движения, определяемых в каждый момент времени и реализуемых благодаря качественному управлению. И здесь начинают сказываться два ключевых обстоятельства, вытекающих из самой сути понятия "управление".

Первое связано с тем, какие управляющие воздействия со стороны водителя или некоей системы управления возникают и прикладываются к машине как к объекту управления. Здесь также присутствуют оценки качества, но они не зависят от свойств машины. Для водителя они определяются его квалификацией, что трудно формализовать для количественной оценки, но в предлагаемой постановке это особого значения не имеет. Для систем автоматического управления решение будет, на первый взгляд, более простым, так как

можно сопоставлять отклонения фактических параметров движения машины и управляющие воздействия, выданные системой (хотя здесь имеется некоторая неопределенность оценки этих отклонений). Для дистанционного управления, осуществляемого оператором через некоторый канал двухсторонней связи с каким-то контролем, например, по видеоканалу, ситуация близка к первому случаю, хотя оператор в такой системе имеет несколько обедненную по сравнению с водителем информацию, необходимую для определения отклонений. Но и в этих случаях свойства машины никак не фигурируют. Так что эти обстоятельства, хотя и неразлучно связанные с результатом управления, для оценки управляемости их можно не привлекать.

Второе обстоятельство заключается в том, что термин "управляемость", с одной стороны, практически всеми понимается одинаково — как свойство машины, проявляющееся через ее реакции на приложенные управляющие воздействия [1], а с другой — для оценки используются самые разные методы. Что, естественно, усложняет работу исследователей и создателей новых машин.

С таким положением долго мириться. Но сейчас, когда в распоряжении конструктора имеются самые разнообразные средства вычислительной техники, потребность в едином подходе и универсальных методах определения этих воздействий становится все более очевидной. Ведь они позволяют прогнозировать управляемость машины еще на этапах ее проектирования, а значит, обнаруживать и устранять возможные недостатки ее конструкции, не прибегая к натурным испытаниям опытных образцов. Но прежде чем предлагать какие-то универсальные методы и критерии, следует уточнить формальные цели управления.

Первая из этих целей не вызывает сомнений — это либо максимально возможная в конкретных дорожных условиях скорость движения, либо накладываемые на нее водителем или некоторой системой из соображений безопасности или технологии ограничения. При этом бывает важно задавать не только само необходимое изменение скорости, но и интенсивность этого изменения (ускорения или замедления). Однако рассматривать интенсивное замедление тоже смысла

нет: оно достигается с помощью тормозных устройств, требования к которым вполне определенные, регламентированные нормативными документами.

Управление скоростью самоходной машины структурно зависит от типа силовой установки и привода. Самый простой его вариант — электропривод, при котором частоты вращения ведущих колес задаются напрямую. Если же в качестве привода используется ДВС и трансмиссия с переменными передаточными числами, то скорость управляется изменением как передаточного числа, так и настройкой регулятора подачи топлива в двигатель, изменяющего зависимость частоты вращения его коленчатого вала от крутящего момента нагрузки. В этом случае закономерности, с помощью которых можно описать процесс управления скоростью в общем виде, сводятся к хорошо известной системе уравнений и начальных условий (формулы № 1 в таблице).

Начальными условиями для этой системы являются значения параметров, соответствующие установившемуся ($v = \text{const}$) режиму движения при действующем на этом режиме значении суммарной силы сопротивления P_{Σ} и заданных значениях $A(t)$ и $U(t)$.

Управление скоростью движения машины имеет несколько частных промежуточных целей. В начале движения, т.е. при трогании машины с места, его цель — выйти на заданную скорость при ограниченном значении ускорения. Затем — движение с этой скоростью, которая, однако, в зависимости от обстоятельств может изменяться с той или иной частотой. Наконец, в некоторых случаях — движение с максимально возможной скоростью.

Такое разнообразие целей заставляет принять, что возможным единым критерием качества управления машиной должны быть быстрота и точность изменения скорости, заданной водителем или системой управления (в одном частном случае это требование известно давно и даже имеет свое название — "приемистость". Причем для легковых автомобилей оно даже входит в число рекламных показателей в виде времени, необходимого для разгона машины с места до скорости 100 км/ч.).

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m dv/dt = \Sigma P_k - P_{\Sigma};$ $v = R \omega_e U t;$ $M_p = R \Sigma P_k U(t);$ $J d \omega_e / dt = M_e \omega_e, A(t) - M_p$	m — масса машины; v — ее скорость; ΣP_k — сумма тяговых усилий ведущих колес; R — их радиус; P_{Σ} — суммарное сопротивление движению машины; ω_e — частота вращения коленчатого вала ДВС; $U(t)$ — текущее значение передаточного числа трансмиссии; M_p — крутящий момент (нагрузка) на коленчатом валу ДВС; J — момент инерции движущихся масс, приведенный к коленчатому валу ДВС; M_e — крутящий момент, развиваемый ДВС; $A(t)$ — переменная настройка регулятора подачи топлива в ДВС
2	$\sin \alpha = \frac{mg}{\Delta P_{\Sigma}}$	g — ускорение свободного падения
3	$J_{\text{ост}} d \omega dt = M_{\text{пов}} - M_{\text{сопр}}$	$J_{\text{ост}}$ — момент инерции остова машины относительно вертикальной оси, проходящей через её центр масс; ω — угловая скорость остова; $M_{\text{пов}}$ — поворачивающий момент; $M_{\text{сопр}}$ — момент сопротивления повороту
4	$M_{\text{пов}} = r(1 - \delta) B k (T p + 1) \Delta \omega$	r — радиус ведущих колес; δ — степень буксования ведущих колес; B — колея колёс; k — коэффициент передачи; T — постоянная времени, соответствующая преобразованию формулы № 3 в передаточную функцию; p — оператор Лапласа
5	$\omega = v L t g \varphi$	L — база машины; φ — угол поворота переднего колеса

Известно, что при рассмотрении динамики разгона считается, что она в основном определяется величиной крутящего момента, развиваемого двигателем, и массой машины. При этом управление передаточными числами трансмиссии в ходе разгона остается как бы в тени. Однако на фоне все более широкого применения автоматических передач, обеспечивающих оба управляющих воздействия, $A(t)$ и $U(t)$, пренебрегать этим обстоятельством нельзя. И хотя оно с точки зрения управления большого значения, в общем-то, и не имеет. Но при его учете проще оценивать управляемость машины по скорости, сравнивая заданную динамику изменения скорости с динамикой фактического ее изменения. Правда, систему управления с ее алгоритмом действия приходится считать неотъемлемой частью машины, а оценку ее управляемости — комплексной. Однако это даже в какой-то степени облегчает прогноз на стадии проектирования машины с помощью ее компьютерных моделей, так как алгоритмы автоматического управления всегда имеют четко формализованное описание, а учитываемые характеристики машины обычно известны сразу. Так что соединение формул № 1 с этим алгоритмом даёт практически готовую для выполнения оценки управляемости машины модель.

Если же говорить более конкретно, то нужно сразу же отметить, что оценка точности выдерживания заданной скорости для тяговых машин типа тракторов представляется излишней. Речь, скорее, можно вести лишь о желательности движения на скоростях, наиболее близких к тем, при которых расход топлива экономичен. Однако это лишь пожелание: тракторист всегда стремится работать на скоростях, соответствующих максимальной производительности. Хотя, конечно, и такой режим доступен в полном объеме только при автоматическом управлении, а его динамические особенности практически не связаны со свойствами трактора как объекта управления.

Совсем другая картина наблюдается у транспортных машин, в первую очередь автомобилей. Тем не менее упомянутая выше оценка их динамичности по времени разгона с места до 100 км/ч мало что говорит о поведении машины в условиях нормальной эксплуатации, поэтому там такое свойство практически не востребовано. Для автомобилей, учитывая все большее распространение автоматических коробок передач, можно предложить несколько иной подход.

Например, при движении автомобиля с достаточно высокой скоростью часто возникает потребность обогнать другие транспортные средства, движущиеся гораздо медленнее. Опытный водитель знает, что этот маневр будет гораздо безопаснее, если удастся придать своему автомобилю достаточно большое ускорение и совершить обгон как можно быстрее. Однако оценка такой возможности автомобиля на основе упомянутого выше показателя времени разгона до 100 км/ч, скорее всего, окажется некорректной. Ведь в начале обгона и двигатель, и трансмиссия работают не на тех режимах, что при трогании с места. Поэтому при анализе режимов обгона с помощью компьютерной модели гораздо разумнее имитировать увеличение скорости не

с нуля до 100 км/ч, а например, с 80 до 100 км/ч, т.е. по скачку задания, и оценивать динамичность машины либо по времени выхода на эту скорость, либо по пути, пройденному автомобилем за это время.

Или взять вторую, также вполне реальную ситуацию. Автомобиль, двигаясь с постоянной заданной скоростью по горизонтальной дороге, попадает на участок с ее подъемом. Допустим, что угол дорожного подъема соответствует требованиям дорожного строительства, а задание по скорости движения остается неизменным. Тогда качество управления проявится в "просадке" скорости и насколько глубокой она будет и как быстро исчезнет.

Решение такой задачи при компьютерном моделировании особых трудностей не представляет, а полученные ответы дают вполне объективную оценку как автомобиля, так и системы автоматического управления. В ней формальный аспект будет выглядеть как повышение суммарного сопротивления движению, обусловленное изменением угла α подъема в сторону его увеличения по линейной зависимости ΔP_{Σ} с известным (формула № 2) темпом (рамповое воздействие). Причем углу α можно даже придать и отрицательное значение, имитируя не подъем, а спуск. И такая оценка в любом случае будет понята потребителем, а главное — покажет конструкторам слабые места принятых ими решений. Конечно, придавать этой оценке значение обязательного условия допуска машины на рынок не стоит, но ее добавление к обычному списку рекламных показателей может дать положительный эффект. Да и потенциальных пользователей она может заставить более трезво оценивать свою водительскую квалификацию.

Гораздо сложнее обстоит дело с оценкой управляемости машины по параметрам, относящимся к управлению траекторией движения. С одной стороны, она уже давно находится в поле зрения исследователей и конструкторов, а с другой — хотя и для автомобилей доведена до уровня стандарта [2], но фактически не имеет метода, пригодного для ее прогноза на этапах проектирования машины. То есть ответа на вопрос, как обеспечить гарантированно успешное прохождение предусмотренных этим стандартом тестов, насколько известно, пока что никто так и не предложил.

Чтобы решить эту проблему, нужно сначала проанализировать процессы, сопровождающие или даже составляющие суть управления траекторией. Оно всегда представляет собой придание машине вращательного движения, которое изменяет направление ее продольной оси. При этом ее движение не имеет составляющей в поперечном направлении (если не считать отдельные типы специальных колесных машин, в которых такое движение может быть осуществлено принудительно).

Следующее важное соображение состоит в том, что заставить машину вращаться с заданной угловой скоростью обязано рулевое управление или механизм поворота. И здесь следует принять во внимание тот факт, что практически все такие устройства, за исключением простейших типа червячного или реечного редукто-

ра, имеют собственные динамические свойства. Тогда задачу оценки управляемости машины можно решать в одном из двух аспектов по выбору — управляющим воздействием считать либо результат приложения выхода такой системы к остову машины, либо процесс, начинающийся вводом в эту систему сигнала от водителя или некоей внешней системы.

Конечно, второй подход требует анализа динамических свойств всех известных разновидностей внешних систем — механизмов с гидро- и электроусилителем, гидрообъемного привода, механизмов поворота различного действия. Но если принять во внимание то, что свойства машины в целом как раз и определяются совокупностью свойств ее составных частей, именно второй подход можно считать единственно верным. А использование компьютерных моделей позволяет осуществить этот подход без особых затруднений.

Теперь можно рассмотреть вопрос о двух возможных способах инициации вращения машины.

Первый заключается в непосредственном приложении к остову машины поворачивающего момента, образованного разницей тяговых усилий по бортам (гусеничные тракторы и некоторые колесные машины специального назначения) или изменением направления тяговых усилий либо сил сопротивления качению (колесные машины с управляемыми колесами или шарнирным сочленением полурам). При этом формирование скорости (или частоты) вращения достаточно достоверно описывается довольно простым дифференциальным уравнением (формула № 3), а входящий в него момент $M_{\text{сопр}}$ сопротивления повороту оказывается пропорциональным угловой скорости ω машины. И его конкретные значения зависят от условий движения, параметров ходовой системы и других факторов (системы уравнений, описывающих всю картину криволинейного движения машины на плоскости, имеются во многих публикациях, поэтому здесь не приводятся.)

Второй способ инициации вращения машины не противоречит базовому положению механики, гласящему, что единственной причиной вращения физического тела может быть только момент. Однако явление этого момента — косвенный результат действия, заключающегося в том, что ведущие колеса разных бортов машины начинают вращаться с разной частотой. Он в последнее время широко применяется на гусеничных тракторах и некоторых специальных колесных машинах, каждое из ведущих колес которых имеет индивидуальный привод, обеспечивающий их вращение как с одинаковыми, так и с разными угловыми скоростями, вплоть до вращения в разные стороны. Получаемую при этом величину поворачивающего момента $M_{\text{пов}}$ в зависимости от разности $\Delta\omega$ частот вращения ведущих колес трактора предлагается определять по формуле № 4.

Таким образом, зависимости, позволяющие представить полноценную математическую модель машины как объекта управления, известны. Если их рассматривать совместно с моделью рулевого механизма или механизма поворота, то появляется возможность полного прогноза протекания процесса тракторного

управления при задаваемых командах различного вида, что позволяет ставить вопрос об использовании универсальной оценки, базирующейся на подходах, принятых в теории автоматического управления.

Эта оценка может быть основана на идее соответствия приложенного управляющего воздействия определенному значению угловой скорости поворота. Например, для гусеничной машины с разностно-тяговым поворотом это значение определяется решением уравнения № 3, а для колесной машины с управляемыми колесами — известным соотношением для так называемой велосипедной схемы, в которой пренебрегают шириной колеи (формула № 5).

Дальше имеет смысл использовать два способа оценки, которые хорошо описаны в теории автоматического регулирования [3]. Первый из них — рассмотрение переходного процесса изменения величины угловой скорости ω при скачкообразном изменении входного воздействия, что в какой-то мере близко к предусмотренному упомянутым выше стандартом режиму "рывок руля". Но здесь оценка будет более строгой, хотя, к сожалению, такой же условной.

В результате приложения такого воздействия угловая скорость машины должна получить новое установившееся через какое-то время значение. При этом очень важно, что здесь можно увидеть и проанализировать ход процесса. Если он, по мнению исследователей, окажется чрезмерно затянут (нормативов на его продолжительность пока нет, и определить требуемое значение длительности переходного процесса еще предстоит), придется вводить какие-то изменения в конструкцию. Недопустимо и перерегулирование, оно может быть признаком чрезмерной поворачиваемости машины, что также нежелательно.

Второй способ — анализ амплитудно-частотной характеристики системы. При его реализации входное управляющее воздействие представляется в виде синусоиды с частотой, изменяющейся от нуля до некоторого предельного значения. И здесь следует руководствоваться следующим соображениями.

В свое время в работах НАТИ по гидрообъемному приводу рулевого управления колесных тракторов было принято значение максимально возможной угловой скорости вращения рулевого колеса, равное 100 мин^{-1} . На практике выяснилось, что реально ни в одном из наблюдавшихся процессов эта скорость не превосходила 60 мин^{-1} . Поэтому в конце концов именно первое и было принято за неофициальное условие нормальной работы привода. Но в нашем случае предельное значение частоты синусоидального входного воздействия можно принять с некоторым запасом. Например, считать эту частоту равной 120 мин^{-1} . Что же касается амплитуды, то здесь нужно принять во внимание особенность метода, связанную с видом анализируемой системы. Так, если в ней использованы только линейные зависимости, то результат расчета характеристики является инвариантным по отношению к величине амплитуды входного воздействия. Наличие же нелинейных зависимостей заставляет рассмотреть процесс с несколькими значениями амплитуд.

Вид амплитудно-частотной характеристики, как и вид переходного процесса, с точки зрения прогноза управляемости может быть достаточно информативным. Например, если частота среза окажется ниже 1 с^{-1} , то это говорит о том, что переходный процесс чрезвычайно затянут по времени, наличие же на характеристике локальных максимумов на низких частотах предупредит об опасности резонансных явлений, связанных с наличием упругости некоторых элементов.

В любом случае полученные результаты можно оценивать их сравнением с такими же результатами, но полученными по условной модели, соответствующей формуле № 5. Это позволит более оперативно указать на те места конструкции, которые нуждаются в доработке.

Такая оценка особенно актуальна для колесных тракторов. Дело в том, что современный гусеничный сельскохозяйственный трактор класса 5—6 на резино-армированных гусеницах при эксплуатационной массе 14...15 т может развивать скорость до 30 км/ч, а колесные — до 40 или даже 60 км/ч, т. е. близкую к скорости автомобиля.

Выводы из всего сказанного выше очевидны.

1. Оценка управляемости проектируемой самоходной машины на основе развернутой математической

модели и ее компьютерной реализации не только возможна, но и целесообразна. Имеющихся в научных публикациях сведений вполне достаточно для обеспечения ее приемлемой достоверности.

2. Управляемость по скорости нужно оценивать только для автомобилей с автоматическим управлением моторно-трансмиссионной установкой. Рекомендуются постановки с имитацией ускорения для обгона и резким изменением суммарного сопротивления движению, потому что такая оценка понятна любому потенциальному потребителю.

3. Управляемость по тракторному управлению рекомендуется оценивать по имитации переходного процесса и по виду амплитудно-частотной характеристики. И то и другое дает возможность заложить в конструкцию машин решения, гарантирующие успешное прохождение стандартных проверок.

Литература

1. А.С. Литвинов. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение. 1971.
2. ГОСТ Р52302—2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний.
3. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. М.: Наука. 1966.

УДК 829.4.077

К СИНТЕЗУ СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **А.М. АХМЕТШИН, В.А. РЯЗАНЦЕВ**
МГИУ (8.916. 007-05-00)

Рассмотрена проблема распределения тормозных сил по осям автомобиля в процессе торможения.

Ключевые слова: тормозная система, управление, распределение тормозных сил.

Ahmetshin A.M., Ryazantsev V.A.
BY SYNTHESIS OF VEHICLE BRAKE FORCE DISTRIBUTION SYSTEM

The problem of vehicle brake force distribution in process braking is considered.

Keywords: vehicle brakes, control, brake force distribution.

Цель управления автомобилем — воспроизведение вектора его скорости, выбранного водителем исходя из возможностей автомобиля и дорожно-транспортной обстановки. Она реализуется путем воздействия на те или иные органы управления, благодаря чему к колесу прикладывается момент (движущий или тормозной), изменяющий эту скорость. Водитель, сравнивая желаемую и действительную скорости (с учетом их производных), замыкает тем самым обратную связь в контуре управления системы "водитель + автомобиль + колесо + дорога".

Решение же конкретной задачи, скажем, задачи управления при торможении, предполагает определение законов управления изменением давления p рабочей среды в тормозном приводе через функциональную зависимость коэффициентов φ сцепления колеса с опорной поверхностью от относительного проскальзывания s колеса с учетом его динамики, т.е. опреде-

ление функций вида $p = f\{\varphi[s(t)]\}$. Однако решение в такой постановке представляет значительную трудность, что обусловлено сложностью информационной модели управляемой системы и объекта управления. Поэтому исследователи стремятся его упростить. Например, уменьшая число рассматриваемых стратегий управления, а также учитывая при их формировании какие-то дополнительные обстоятельства и особенности рабочего процесса объекта управления.

В настоящей работе авторами рассматриваются возможности и ограничения для формирования новых подходов к решению обобщенной задачи (формула № 1), используемой в научно-технической литературе [1, 2 и др.], и нормативных документах [3, 4] методики анализа качества тормозного управления транспортных средств. Основное требование к качеству формулируется в виде: "торможение должно рационально распределяться по осям автотранспортного средства с учетом масс, приходящихся на эти оси, и динамического перераспределения нагрузок при торможении". Оно устанавливает нормативные соотношения между удельными тормозными силами передней и задней осей двухосного автомобиля. Кроме того, дает критерий, с помощью которого нужно оценивать, соответствует (или не соответствует) протекание кривых изменения $q_1 = f(\gamma)$ и $q_2 = f(\gamma)$ и той области на плоскости $qO\gamma$ (рис. 1), которая удовлетворяет нормативным соотношениям. (На этом рисунке: γ — относительное замедление автомобиля; q_1, q_2 — функции реализуемого сцепления для передней и задней оси; k — граничные характеристики коэффициентов реализуемого сцепления.)

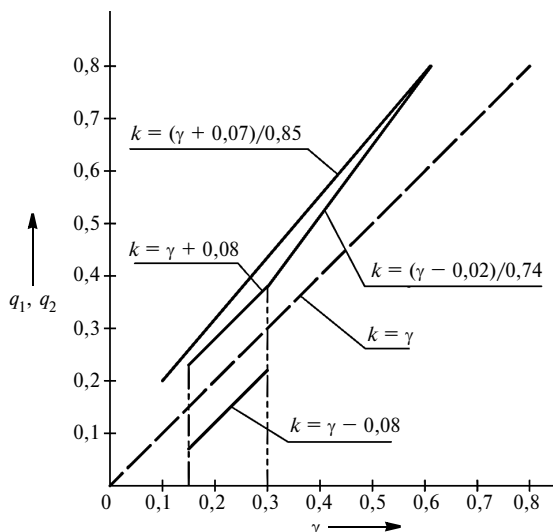


Рис. 1. Диаграмма граничных характеристик распределения тормозных сил

При проектировании автомобиля выбирать альтернативные технические решения, а также определять структуру его тормозного привода, особенности конструкции и характеристики элементов рабочей тормозной системы и привода рекомендуется на основе анализа рабочего процесса и характеристики объекта управления "автомобиль + колесо + дорога" путем применения в контурах привода ограничителей и компенсаторов давления, т. е. регуляторов тормозных сил.

Стандартная процедура анализа предполагает, что нарастание давления в приводе вызывает рост замедления автомобиля и удельных тормозных сил на колесах передней (q_1) и задней (q_2) осей. При этом под действием силы $F_i = m_a j$ (рис. 2) появляется момент, увеличивающий нормальную реакцию R_{z1} на передней оси и уменьшающий реакцию R_{z2} на задней оси. Если пренебречь динамикой процесса, то уравнения вертикальных реакций из условий равенства моментов от-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{dv_a}{dt} = f(m_a, L, l_1, l_2, h_g, V_a, t, u_1, u_2, \zeta) \rightarrow \max$	v_a — скорость автомобиля; m_a — его масса; L — его база; l_1 — расстояние от задней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость; l_2 — расстояние от задней оси до проекции центра масс на ту же плоскость; h_g — высота центра масс; t — время; u_1 и u_2 — соответственно давление в тормозном приводе передней и задней осей; ζ — случайная функция вектора возмущений
2	$R_{z1} = \frac{G_a l_2}{L} + \frac{h_g}{L} G_a \frac{j}{g}$; $R_{z2} = \frac{G_a l_1}{L} + \frac{h_g}{L} G_a \frac{j}{g}$	R_{z1}, R_{z2} — вертикальная реакция дороги, соответствующая колесам передней и задней осей; G_a — вес автомобиля; $j = \frac{dv_a}{dt}$ — его замедление; g — ускорение свободного падения; $\frac{j}{g} = Y$ — относительное замедление (коэффициент торможения)
3	$m_a j = R_{x1} + R_{x2}$	R_{x1}, R_{x2} — тангенциальное тормозное усилие, приложенное соответственно к колесам передней и задней осей
4	$\beta = \frac{R_{x1}}{R_{x1} + R_{x2}}$	β — коэффициент распределения полного тормозного усилия колес передней и задней осей
5	$R_{x1} = \beta m_a j = \beta G_a \frac{j}{g}$; $R_{x2} = (1 - \beta) m_a j = (1 - \beta) G_a \frac{j}{g}$	—
6	$q_1 = R_{x1}/R_{z1}$; $q_2 = R_{x2}/R_{z2}$	q_1, q_2 — удельные тормозные силы передней и задней осей
7	$q_1 = \frac{\beta G_a \frac{j}{g}}{\frac{G_a l_2}{L} + \frac{h_g}{L} G_a \frac{j}{g}}$; $q_2 = \frac{(1 - \beta) G_a \frac{j}{g}}{\frac{G_a l_1}{L} + \frac{h_g}{L} G_a \frac{j}{g}}$	—
8	$j_{kp1} = \frac{g l_2}{\beta - \frac{h_g}{L}}$; $j_{kp2} = \frac{g l_1}{1 - \beta + \frac{h_g}{L}}$	j_{kp1}, j_{kp2} — критические замедления для передней и задней осей
9	$\left(\frac{R_{x2}}{R_{z2}}\right)_{N_2} = \left(\frac{R_{x2}}{R_{z2}}\right)_N = q_2$	—
10	$\frac{(R_{x2})_N}{\frac{G_a l_1}{L} - \frac{h_g}{L} G_a \left(\frac{j}{g}\right)_{N_2}} = \frac{(R_{x2})_{N_2}}{\frac{G_a l_1}{L} - \frac{h_g}{L} G_a \left(\frac{j}{g}\right)_N}$	—
11	$\frac{G_a l_1}{L} - \frac{h_g}{L} G_a \left(\frac{j}{g}\right)_{N_2} > \frac{G_a l_1}{L} - \frac{h_g}{L} G_a \left(\frac{j}{g}\right)_N$	—
12	$(R_{x2})_{N_2} > (R_{x2})_N$	—

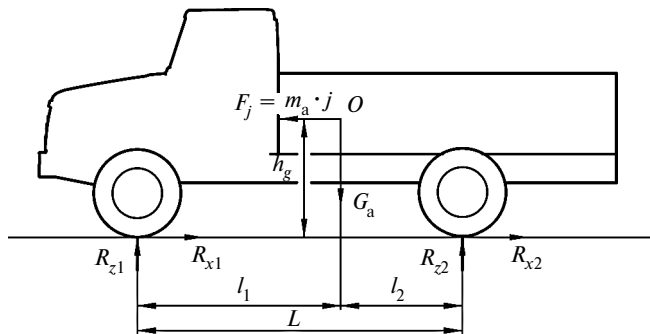


Рис. 2. Расчетная схема

носительно передней и задней осей могут быть записаны в виде формул № 2, которые определяют теоретически возможные значения вертикальных реакций в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

Прямолинейное движение автомобиля при торможении по ровной поверхности с фиксированными значениями замедления без учета сопротивления воздуха и сопротивления качению колес характеризуется (формула № 3) суммой проекций всех сил (см. рис. 2) на продольную ось OX .

Значения тормозных усилий, создаваемых колесными тормозными механизмами, формируют вполне конкретное значение коэффициента β распределения тормозных сил, которое можно подсчитать по формуле № 4. При этом сами тормозные силы, выраженные через коэффициент β с учетом формул № 3, определяются формулами № 5. В формулах № 6 числитель — это выражаемая уравнениями № 5 тангенциальная сила, которая может быть реализована тормозным приводом, а знаменатель — отражение динамической индивидуальности автомобиля, описываемой формулами № 2. И если учесть, что коэффициент трения в тормозных механизмах и КПД усилительно-преобразовательной части тормозного привода постоянны, колебания кузова отсутствуют и процессы торможения происходят с фиксированными замедлениями, то получаются формулы № 7. Затем, решив их относительно замедления (j) и сделав допущения, что $q_i = \varphi$, получаем формулы № 8, определяющие замедления для опережающего блокирования колес передней ($j_{кр1}$) или задней ($j_{кр2}$) оси соответственно. Их решение относительно φ означает одновременность доведения до грани блокирования колес передней и задней осей при одном и том же значении замедления. Причем такая точка может быть только одна.

Теперь, в качестве примера, рассмотрим автомобиль, снаряженная масса которого равна 4810 кг, $\beta = 0,454$, $l_1 = 1,856$ м, $L = 3,8$ м, $h_g = 0,885$ м и который тормозится с блокированием колес на мокром асфальтобетонном покрытии ($\varphi \approx 0,5$).

Нарастивая давление в тормозном приводе, водитель увеличивает замедление автомобиля (параметр $\gamma = j/g$), и удельные тормозные силы нарастают по кривым 1 и 2 (рис. 3). Однако при $\gamma = 0,37$ оказывается, что $q_2 = \varphi = 0,5$ (точка N_2) и любое повышение давления в тормозном приводе неизбежно приводит к блокированию задних колес. В это время на передних колесах

до блокирования еще далеко (точка N_1 , $q_1 = 0,30$). Ясно, что интенсивность роста замедления снижается, поскольку оно обеспечивается лишь колесами передней оси. В точке N параметр q_1 также достигает предела, и автомобиль тормозит всеми заблокированными колесами. При этом всё движение от точки N_2 до точки N автомобиль проходит с заблокированными задними колесами, что даже при незначительном поперечном воздействии неизбежно приведет к его заносу. Гарантировать одновременное блокирование всех колес можно, только обеспечив следующую взаимосвязь параметров торможения, называемую "идеальным" распределением тормозных сил (прямая 3 на рис. 3): $q_1 = q_2 = \gamma = \varphi$.

Однако тормозная сила на грани блокирования колес одной из осей, развиваемая колесными тормозными механизмами и определяемая в точке N_2 , не соответствует значению, определяемой динамикой автомобиля для тангенциальной силы в точке M . Но значение q_2 для точек N_2 и N одно и то же, что позволяет написать формулу № 9. И если теперь подставить знаменатель дробей формулы № 2 в формулу № 9, то получаем формулу № 10. Так как $(\frac{j}{g})_{N_2} < (\frac{j}{g})_N$, то величина, определяющая слагаемое той доли массы, которая перераспределяется между осями, будет соответствовать неравенству $(\frac{h_g G_a j}{L g})_{N_2} < (\frac{h_g G_a j}{L g})_N$. Следовательно, значение знаменателя формулы № 9 можно выразить неравенством № 11.

Наконец, поскольку в общем случае дроби в формуле № 9 равны, то, исходя из неравенства № 11, приходим к выводу: числитель удовлетворяет неравенству, выраженному формулой № 12. Последнее означает: реализуемая тангенциальная (тормозная) сила может быть больше, чем при "идеальном" перераспределении.

Однако рассмотренная методика анализа и оценки качества тормозного управления, констатируя факт наличия физических возможностей увеличения эффективности торможения автомобиля, не позволяет ука-

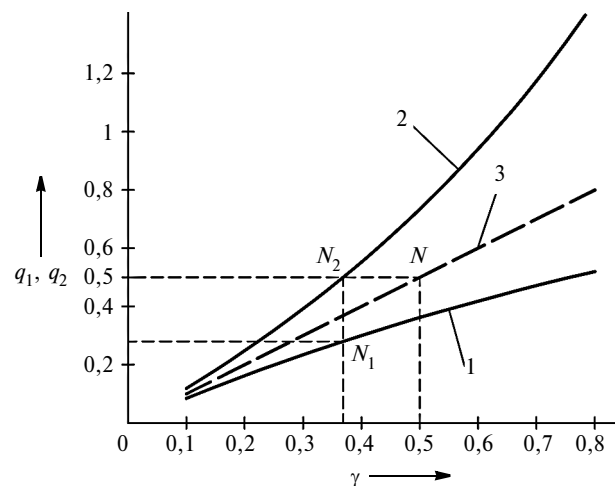


Рис. 3. График распределения удельных тормозных сил передней (1), задней (2) осей и передней и задней осей при "идеальном" распределении (3)

Таблица 2

Параметр	Пройденный тормозной путь в переходном процессе, м		
	Лучевой регулятор	ЭРТС, отсекающий давление	Синтезируемый регулятор
$\varphi \approx 0,2$	7,64	7,00	5,79
$\varphi \approx 0,5$	5,69	4,94	4,57
$\varphi \approx 0,7$	5,53	4,17	3,62

зять конкретную целесообразную стратегию, структуру, конструкцию реализации этих возможностей. В таких условиях особую актуальность приобретают проводимые авторами исследования, направленные на создание метода синтеза тормозного управления колесных машин как решения задачи (формула № 1) на основе теории автоматического управления, теории оптимальных процессов и с применением современных достижений электроники.

В таблице № 2 приводятся результаты исследования математической модели автомобиля, оснащенного механическим лучевым регулятором тормозных

сил, электронным регулятором тормозных сил с отсечкой давления в сравнении с синтезируемым регулятором тормозных сил. Исследования математической модели проведены в программном комплексе MATLAB Simulink при условии: окончание переходного процесса считается 95 % от установившегося замедления; время нарастания давления на передней оси для каждого дорожного условия фиксировано.

Результаты расчетов показывают, что синтезируемая система распределения тормозных усилий позволяет снизить величину тормозного пути, который автомобиль проходит в переходном процессе (до установившегося процесса торможения (замедления)).

Литература

1. Ахметшин А.М. Самообучающаяся антиблокировочная тормозная система колесных машин. М.: МГИУ, 2002. — 140 с.
2. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобиля. М.—Л.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1950. — 292 с.
3. Правила № 13. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. E/CE/505.5, TRANS.
4. Приложение 10 к Правилам № 13. Распределение торможения между осями транспортных средств и условия совместимости транспортного средства-тягача и прицепа.

УДК 629.36.027

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШИН 315/60R22,5 И 315/80R22,5 МОДЕЛЕЙ NF-201 И NR-201 И ИХ ЭТАЛОНОВ ДЛЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

С.В. ГОНЧАРЕНКО, д-р техн. наук З.А. ГОДЖАЕВ, канд. техн. наук Д.Х. ВАЛЕЕВ, В.С. КАРАБЦЕВ
ОАО "ФииЦМ", ОАО "КамАЗ", (8.8552. 37-28-05)

Приведены сравнительные, технические, эксплуатационные показатели отечественных и лучших зарубежных грузовых шин фирмы "Мишлен" размерности 315/60R22,5 как рулевых, так и ведущих, а также шин размерности 315/80R22,5 рулевых и ведущих.

Ключевые слова: шина грузовая цельнометаллокордная, радиальная, широкопрофильная, боковая и тангенциальная жесткость, силовая неоднородность, тормозной режим, коэффициент сцепления и буксования, тягово-энергетический коэффициент полезного действия, коэффициент сцепления при торможении.

Goncharenko S.V., Godzhaev Z.A., Valeev D.H., Karabtsev V.S.
THE ESTIMATED EXPERIMENTAL EVALUATION OF ENGINEERING SPECIFICATIONS OF TRUCK TIRES FOR MODELS NF-201 NR-201

Comparative engineering and performance characteristics of domestic and best foreign truck tires by Michelin company by dimension 315/60R22,5 both for control and drive tires are given.

Keywords: all-steel truck tire, radial tire, wide-section tire, radial, lateral and tangential stiffness, power inhomogeneity, braking condition, coefficient of engagement and slipping, pull and energy effectiveness, coefficient of engagement by braking.

В настоящее время грузовые магистральные автопоезда и автобусы все чаще оснащаются не ставшими уже привычными шинами с полиамидным или капроновым кордом, а цельнометаллокордными шинами (ЦМК). Например, на выставке "Шины, резина-технические изделия и каучуки 2014" 83 % представленных грузовых шин были выполнены именно с ЦМК. Причем, наибольшее число из них имели отношение

высоты H профиля к ширине B шины, равное 0,8; 0,7 и 0,6. Первые из них очень хорошо ведут себя при движении по дорогам, имеющим неровности, грунтовым дорогам, гравийному шоссе и "бельгийской мостовой"; вторые ($H/B = 0,6$) — при движении по автострадам, асфальтовому и бетонному шоссе, не имеющим неровностей. Особенно при выполнении поворотов, маневров "переставки" и "обгон". Шины с $H/B = 0,7$ по эксплуатационным показателям занимают промежуточное положение между шинами с $H/B = 0,8$ и $H/B = 0,6$. Они обеспечивают удовлетворительное выполнение поворотов, обгонов и "переставки" на магистралях и в то же время дают возможность двигаться с малыми скоростями по шоссе с неровностями и "бельгийской мостовой".

Мировым лидером в производстве шин с ЦМК, безусловно, является фирма "Мишлен". Но их производство налажено и в России. В частности, их выпускают ОАО "Ярославский шинный завод" и ОАО "Нижнекамскшина".

Но с этими шинами сложилась довольно парадоксальная ситуация: практика их приняла, а наука фактически не уделяет им внимания. Поэтому их характеристики исследованы очень слабо. Известно лишь, что численные значения жесткостей, коэффициента демпфирования, тягово-сцепных свойств у них в 1,5...2 раза отличаются от аналогичных показателей обычных шин. Уравнений же динамики оснащенных ими АТС пока нет. Что, естественно, дает результаты, не соответствующие результатами натурных испытаний.

Все эти факты даже неспециалисту позволяют сделать вывод: известные уравнения, описывающие характеристики обычных шин, в случае шин с ЦМК необходимо уточнять. Чтобы определить, как именно, авторы

статьи провели в ОАО "ФИИЦ М" стендовые сравнительные испытания несколько хорошо доведенных моделей зарубежных шин традиционного и нового исполнения 315/60R22,5 мод. NR-201 и NF-201 производства ОАО "Нижнекамскшина", а также взяли данные шин 315/60R22,5 мод. XZA2 ENERGY компании "Мишлен" (рулевые).

В процессе испытаний отечественных шин проводилась их радиальная обжимка и определялись их массогеометрические показатели, радиальная жесткость, зависимости боковой деформации от боковой силы и самой боковой силы от угла увода, тангенциальной деформации от тангенциальной силы и зависимости угла закрутки крутящим моментом. Все эти показатели сравнивались с нормативными, соответствующими ГОСТ 5513—97. Например, при обжимке шин оценивался средний расчетный радиальный их прогиб h_z ,

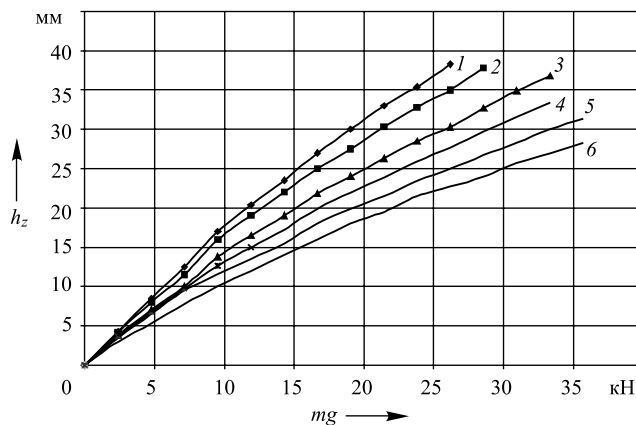


Рис. 1. Нагрузочная характеристика шины 315/60R22,5 мод. NF-201: 1 — $p_w = 1,54$ МПа; 2 — $p_w = 2,50$ МПа; 3 — $p_w = 3,60$ МПа; 4 — $p_w = 4,70$ МПа; 5 — $p_w = 5,80$ МПа; 6 — $p_w = 6,90$ МПа

№ формулы	Формула	Примечания
1	$h_z = h_{z0} + \frac{\alpha mg}{\sqrt{p_w}}$	h_z — радиальный прогиб шины; α и h_{z0} — постоянные для данной шины коэффициенты; mg — нормальная нагрузка на шину; p_w — внутреннее давление воздуха в шине
2	$C_z = \frac{\Delta(mg)}{\Delta h_z}$	$\Delta(mg)$ — приращение нормальной нагрузки на шину; Δh_z — приращение радиального прогиба шины
3	$C_z = \frac{\Delta(mg)}{h_z - h_{z0}} = \frac{\sqrt{p_w}}{\alpha}$	α — постоянная для конкретной модели шины величина, имеющая размерность $[\text{кН}^{-1} \cdot \text{кПа} \cdot 0,5 \cdot \text{мм}]$
4	$K_{\Pi} = K_{\Pi 0} + \frac{a}{p_w}$	$K_{\Pi 0}$ — постоянный коэффициент, характеризующийся асимптотой, к которой стремится гипербола при бесконечном увеличении давления воздуха p_w , a — постоянная для данной шины величина, имеющая размерность $[\text{кПа}]$
5	$C_y = \frac{dP_y}{dh_y}$	dP_y — приращение боковой силы; dh_y — приращение боковой деформации
6	$N_6 = \frac{Y_6}{\delta_{ув}}$	Y_6 — боковая сила, действующая на колесо; $\delta_{ув}$ — угол увода
7	$K_6 = \frac{\Delta Y_6}{\Delta \delta_{ув}}$	dY_6 — приращение боковой силы, действующей на колесо; $d\delta_{ув}$ — приращение угла увода
8	$C_x = \frac{dP_x}{dh_x}$	P_x — продольная сила, приложенная к оси колеса; h_x — продольная деформация шины под действием этой силы
9	$\bar{C}_\tau = \frac{dP_x}{dh_x}$	dP_x — приращение тангенциальной силы; dh_x — приращение продольной деформации
10	$\beta = \frac{dM}{d\beta}$	dM — приращение крутящего момента; $d\beta$ — приращение угла закрутки колеса

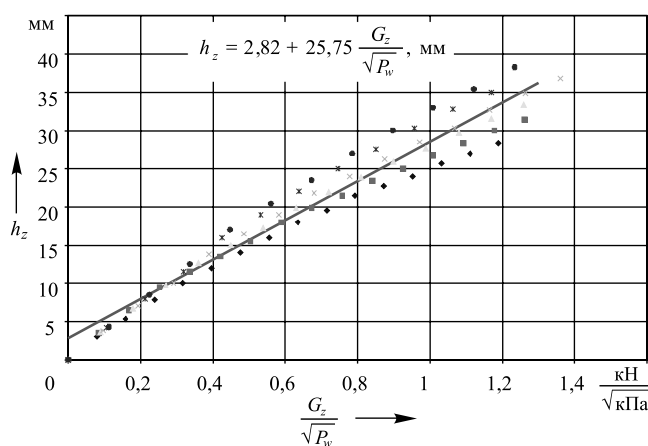


Рис. 2. Универсальная характеристика шины 315/60R22,5 мод. NF-201

коэффициент C_z радиальной жесткости шин и коэффициент K_{Π} поглощения энергии. В итоге было установлено, что зависимость радиального прогиба h_z от нагрузки и давления воздуха для шин с ЦМК представлена в виде формулы № 1 (см. таблицу).

В соответствии с ГОСТ 17967—72, радиальная жесткость C_z шины определяется формулой № 2.

Тогда с учетом формул № 1 и 2 выражение для определения радиальной жесткости C_z шины примет вид формулы № 3.

Зависимость коэффициента K_{Π} рассеивания энергии в шине от давления воздуха можно представить в виде полуэмпирической зависимости (формула № 4) [4].

Нагрузочная характеристика шины 315/60R22,5 мод. NF-201 с ЦМК представлена на рис. 1, ее универсальная характеристика — на рис. 2, а зависимость гистерезисных потерь, т.е. коэффициент K_{Π} поглощения, от давления p_w воздуха — на рис. 3.

В соответствии с программой испытаний определялась зависимость боковой деформации h_6 шины от боковой силы Y_6 и исследовался ее боковой увод $\delta_{ув}$. На основе этих данных был рассчитан коэффициент сопротивления боковому уводу (податливость шины в боковом направлении). То есть параметры шины, которые оказывают большое влияние на устойчивость и

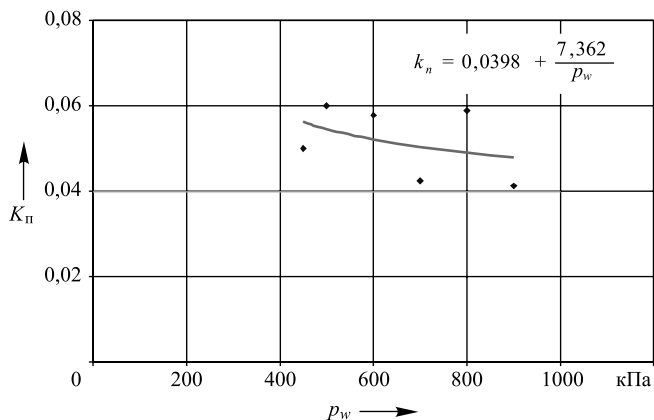


Рис. 3. Зависимость коэффициента поглощения энергии шины 315/60R22,5 от давления воздуха в ней

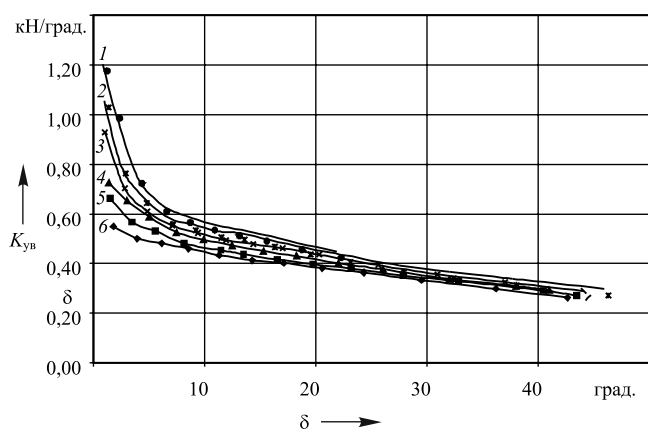


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу шины 315/60R22,5 мод. NF-201 от угла ее увода, давления воздуха в ней и нагрузки на нее:

1 — $p_w = 400$ кПа, $mg = 20,80$ кН; 2 — $p_w = 500$ кПа, $mg = 22,63$ кН;
3 — $p_w = 600$ кПа, $mg = 25,65$ кН; 4 — $p_w = 700$ кПа, $mg = 29,61$ кН;
5 — $p_w = 800$ кПа, $mg = 32,93$ кН; 6 — $p_w = 900$ кПа, $mg = 34,83$ кН

управляемость автомобиля. При этом жесткость C_y шины в боковом направлении определялась по формуле № 5, коэффициент N_8 боковой жесткости — по формуле № 6, предложенной В.И. Кнорозом.

Боковой увод колеса в соответствии с его же предложениями, оценивается по величине угла $\delta_{ув}$ бокового увода или коэффициента $K_{ув}$ сопротивления боковому уводу, представляющему собой производную боковой силы по углу увода (формула № 7). При этом значения $\delta_{ув}$ задавались.

В ходе испытаний установлено, что радиальные шины с ЦМК имеют (рис. 4) наибольший коэффициент сопротивления боковому уводу при небольших ($0,5...2^\circ$) углах увода. Причем при росте боковой силы Y_6 его значение уменьшается по гиперболическому закону. Отмечено также, что при $\delta_{ув} > (4,5...6^\circ)$ наблюдается частичное боковое и продольное скольжение шины.

На основе анализа результатов испытаний восьми моделей шин с ЦМК на плоской опорной поверхности установлено, кроме того, что при увеличении ради-

альной нагрузки mg на шину и давления p_w воздуха в ней, кривые $K_{ув} = f(\delta_{ув})$ смещаются вверх. И наоборот.

Податливость (коэффициент $K_{ув}$) шины в тангенциальном направлении оказывает большое влияние на работу шины при торможении и разгоне автомобиля. Жесткость шины в этом направлении оценивалась приращениями dP_x продольной силы и продольной деформации dh_x , т.е. по формуле № 8, а значение коэффициента \bar{C}_τ продольной жесткости — по формуле № 9, предложенной тем же В.И. Кнорозом. Полученные значения продольных деформаций от продольных сил для испытанных шин приведены на рис. 5.

Крутильная жесткость C_β шины, по В.И. Кнорозу, оценивается зависимостью угла β закрутки ее протектора от приложенного к колесу крутящего момента $M_{кр}$. Измерителем такой оценки является коэффициент \bar{C}_β крутильной жесткости, который представляет собой производную крутящего момента по углу закрутки шины (формула № 10). Поэтому при испытаниях шин на крутильную жесткость крутящий момент $M_{кр}$ задавался, а соответствующий ему угол закрутки β измерялся. Полученные при этом результаты иллюстрирует рис. 6.

Массы отдельных участков шины все-таки неравномерны. Поэтому ее жесткость C_z , т.е. отношение нагрузки mg к радиальному прогибу h_z , по ее поверхнос-

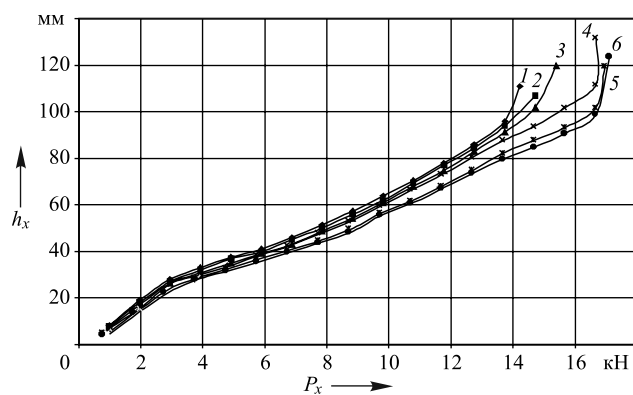


Рис. 5. Зависимость тангенциальной деформации шины 315/60R22,5 мод. NF-201 от продольной силы и давлений воздуха в ней:

1 — $p_w = 450$ кПа; 2 — $p_w = 500$ кПа; 3 — $p_w = 600$ кПа; 4 — $p_w = 700$ кПа; 5 — $p_w = 800$ кПа; 6 — $p_w = 900$ кПа

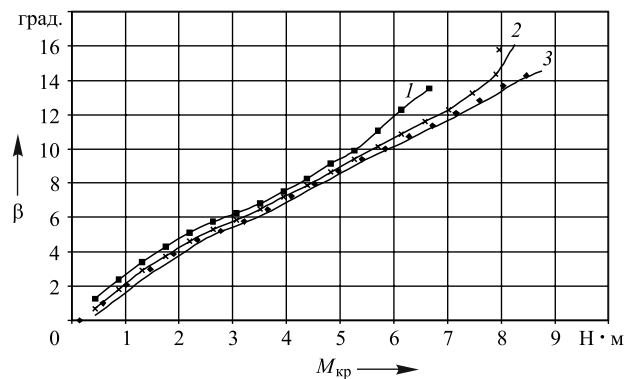


Рис. 6. Зависимость угла закрутки 315/60R22,5 мод. XZA2 ENERGY фирмы "Мишлен" от крутящего момента и давлений воздуха в ней:

1 — $p_w = 500$ кПа; 2 — $p_w = 700$ кПа; 3 — $p_w = 900$ кПа

ти тоже непостоянна. Значит, даже при постоянной внешней нагрузке, действующей на колесо, происходит (в зависимости от того, какая зона шины входит в контакт с опорной поверхностью), то рост, то уменьшение деформации. Такое биение деформации, очевидно, вызывает колебания оси колеса при высокой скорости движения, особенно по хорошим дорогам. Именно поэтому показатель силовой неоднородности шины нормируется. В России его связывают с радиальным прогибом и радиальной нагрузкой на шину: для легковых автомобилей и других АТС полной массой до 3,5 т силовая неоднородность шин с металлокордом в брекере не должна превышать 2,5 % (ГОСТ 4757—97 "Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости"). Изменение радиальной силы для грузовых шин с ЦМК не должно превышать 5 %, а боковой силы — 2 % (ГОСТ 5513—97).

В результате испытаний шин с ЦМК на силовую неоднородность установлено, что наилучшие показатели имеют низкопрофильные шины 315/60R22,5 модели

XZA2 ENERGY (шины управляемых колес) фирмы "Мишлен": она составляет 0,47...0,89 %. Наихудшие — высокопрофильные шины ведущих колес 315/80R22,5 мод. NR-201. Однако они полностью соответствуют требованиям ГОСТ 5513—97.

Общие итоги проведенных экспериментальных исследований сводятся к следующему.

По совокупности эксплуатационных показателей, кроме силовой неоднородности, нижекамские цельнометаллокордные шины 315/60R22,5 находятся на одном уровне с аналогичными шинами фирмы "Мишлен". Например, относительный радиальный прогиб h_z/H тех и других шин практически один и тот же (0,12...0,13). Тогда как у лучших образцов других зарубежных фирм $h_z/H = 0,17$, т.е. гораздо больше.

Литература

1. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. М.: Госстройиздат, — 1960.
2. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М.: Машиностроение. 1975.

УДК 629.017

ВИДЕОРЕГИСТРАТОР КАК СРЕДСТВО АВТОМАТИЧЕСКОГО ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ О ВЕРОЯТНОСТИ СТОЛКНОВЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. техн. наук **А.Н. ВАРНАВСКИЙ, В.М. ЖУРАВЛЕВ**
Рязанский государственный радиотехнический университет
(8. 920.963-82-50)

Рассмотрено моделирование возможности своевременного предупреждения водителя о столкновении транспортных средств, движущихся навстречу, с использованием видеорегистратора.

Ключевые слова: автомобиль, видеорегистратор, линейные размеры образа, контур образа, безопасный обгон, опасный обгон, предупреждение о ДТП.

Varnavsky A.N., Zhuravlev V.M.
**DVR AS METHOD OF AUTOMATICALLY WARN ABOUT PROBABILITY
COLLISION OF THE VEHICLE**

Possible early warning the driver of a vehicle collision, moving to a meeting with the DVR is considered.

Keywords: car, DVR, the linear dimensions of the image, the contour of the image, safe overtaking, dangerous overtaking, warning of an accident.

Непрерывный и все набирающий темп роста интенсивности и существенный рост численности АТС сопровождается все большими масштабами негативных последствий. Так, в последние годы число ДТП на дорогах России возросло до 220 тыс. в год, число погибших в них — до 45 тыс. человек, а пострадавших — до 260 тыс. человек [1]. Основные их причины хорошо известны [2]. Это несоблюдение безопасной дистанции между АТС (3 % ДТП), нарушение правил обгона в зоне ограниченной видимости (11 %) и правил обгона (15 %), резкое торможение, неправильные маневрирование, перестроение, повороты или развороты (9 %), превышение установленной скорости движения (17 %), управление автотранспортным средством в нетрезвом состоянии (25 %) и игнорирование требований запре-

щающих знаков, сон за рулем (20 %). Однако водители, попадающие в ДТП, не самоубийцы. Анализ показывает: если бы каждый из них хотя бы за 0,5 с до момента столкновения с препятствием получил информацию (предупреждение) о его неизбежности, то 60 % аварий удалось бы избежать, а получение этой информации за 1,5 с до столкновения — не менее 90 % [3, 4]. Результаты моделирования столкновений транспортных средств друг с другом и наездов на пешеходов показывают, что своевременное и оперативное изменение параметров движения транспортного средства в опасной ситуации способно снизить вероятность возникновения ДТП до 10 раз [5]. Отсюда — появление технических устройств, способных выдавать водителю информацию о возможном происшествии. Например, на автомобилях фирм БМВ, "Дженерал моторс" и "Вольво" с 2007 г. используется система предупреждения аварийных ситуаций ("Мобиле С-270"), которая за 2,7 с до столкновения сигнализирует водителю о том, что впереди — движущийся в попутном направлении автомобиль, велосипедист, пешеход и т.д. Ею оснащено уже 9 млн автомобилей.

Эта система состоит из трех частей: высокочувствительной видеокамеры с процессором, дисплея и динамика [3]. И, как видим, хорошо принята потребителем. Однако она, к сожалению, имеет один существенный недостаток: не позволяет сигнализировать о ДТП, связанном с выездом на полосу встречного движения. По-видимому, такие ДТП не актуальны для стран Европы и США, где дороги, как правило, многополосные, поэтому обгон не связан с выездом на полосу встречного движения. Да и уровень дорожной дисциплины там выше, чем у нас. Поэтому в России наиболее страшные ДТП, приводящие к тяжелым последствиям, гибели и увечью людей, очень часто происходят именно из-за обгона с выездом на полосу

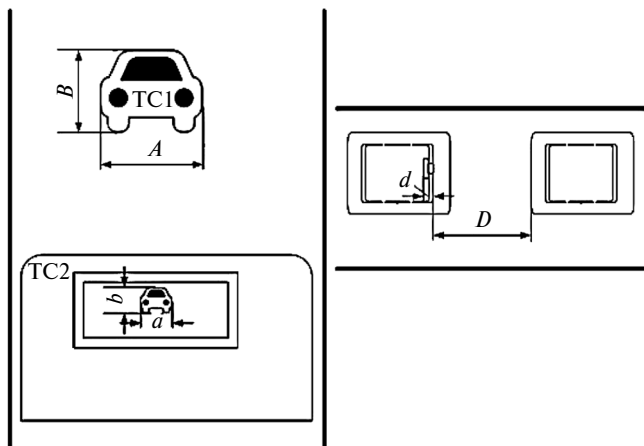


Рис. 1. Параметры транспортных средств, фиксируемые видеореги-стратором

встречного движения. Например, если взять, скажем, Рязанскую область, то за пять месяцев прошлого года произошло 139 таких ДТП. Их результатом стала гибель 30 человек, а еще 365 получили травмы различной степени тяжести [6].

Вывод очевиден: нам нужна система предупреждения аварийных ситуаций, которая способна следить за всей дорожной обстановкой и выдавать водителю информацию о ней. В том числе предупреждать о возможности столкновения транспортных средств, движущихся навстречу друг другу.

Возможно ли решение этой задачи? Чтобы ответить на этот вопрос, авторы построили математическую модель автомобиля (ТС1), движущегося навстречу транспортному средству (ТС2), оснащеному видеореги-стратором. Допустим, что скорость ТС1 равна v_1 , а ТС2 — v_2 . Линейные размеры ТС1, т.е. ширина и высота, равны A и B соответственно, расстояние между ними — D и на ТС2 установлен видеореги-стратор, на котором линейные размеры (ширина и высота), приняты равными a и b соответственно, расстояние от линзы объектива до экрана в видеореги-страторе ТС2 равно d (рис. 1).

Из подобия треугольников, образованных основанием и высотой ТС1 и аналогичными элементами образа его изображения, в любой момент времени следуют формулы № 1 (табл. 1), из которых можно выразить значения a и b (формула № 2).

Введем далее обозначения: $c_1 = Ad$ и $c_2 = Bd$. Тогда формулы № 2 преобразуются в формулу № 3.

Поскольку величины c_1 и c_2 постоянные, то линейные размеры a и b изображения образа ТС1 на экране видеореги-стратора, очевидно, будут строго обратно пропорциональны расстоянию D между ТС1 и ТС2, которое за время t определяется скоростью $v_{сбл}$ их сближения (формула № 4). В свою очередь, скорость $v_{сбл}$ может быть рассчитана по формуле № 5.

Очевидно, что в момент столкновения ТС1 и ТС2, т.е. при $t = t_{ст}$, $D(t_{ст}) = 0$. Тогда из формулы № 4 получаются формулы № 6. И если их подставить в те же формулы № 4, получим формулу № 7. Значит, формулы № 3 зависимости линейных размеров образа ТС1 на

экране видеореги-стратора от расстояния между ТС1 и ТС2 с учетом формулы № 7 можно представить в виде формулы № 8.

Предположим, теперь, что скорость $v_{сбл}$ сближения за короткое время изменяется незначительно, т.е. будем считать, что $v_{сбл} = const$. Тогда формула № 8 примет вид формулы № 9, где $k = const$. Значит, если линейные размеры изображения ТС1 на экране видеореги-стратора измерять через равные промежутки времени Δt , тогда отношение $F(t_i)$ этих размеров в текущий момент t_i времени к предыдущему моменту t_{i-1} будет оп-

Таблица 1

№ фор-мулы	Формула	Примечания
1	$\frac{a}{d} = \frac{A}{D}$ и $\frac{b}{d} = \frac{B}{D}$	—
2	$a = \frac{Ad}{D}$ и $b = \frac{Bd}{D}$	—
3	$a = \frac{c_1}{D}$ и $b = \frac{c_2}{D}$	—
4	$D(t) = D_0 - v_{сбл}t$	D_0 — расстояние между ТС1 и ТС2 в момент времени $t = 0$
5	$v_{сбл} = v_1 + v_2$	v_1 — скорость движения ТС1; v_2 — скорость движения ТС2
6	$D_0 - v_{сбл}t_{ст} = 0; D_0 = v_{сбл}t_{ст}$	$t_{ст}$ — момент столкновения ТС1 и ТС2
7	$D(t) = v_{сбл}(t_{ст} - t)$	—
8	$a(t) = \frac{c_1}{v_{сбл}(t_{ст} - t)}$	—
9	$a(t) = \frac{k}{t_{ст} - t}$	$k = \frac{c_1}{v_{ст}}$
10	$F(t_i) = \frac{a(t_i)}{a(t_{i-1})} = \frac{t_{ст} - t_{i-1}}{t_{ст} - t_i} = \frac{t_{ст} - (i-1)\Delta t}{t_{ст} - i\Delta t} = 1 + \frac{\Delta t}{t_{ст} - i\Delta t}$	i — номер момента времени от начала моделирования ситуации и появления образа ТС1 на экране видеореги-стратора
11	$a_{пр}(t) = \frac{k}{t_{ст} - t_{пр}}$	$t_{пр}$ — момент предупреждения о столкновении
12	$F_{пр} = 1 + \frac{\Delta t}{t_{ст} - t_{пр}}$	—
13	$G(t_i) = \frac{S(t_i)}{S(t_{i-1})}$	—
14	$P_i = \frac{R_i}{R_{i-1}}$	—

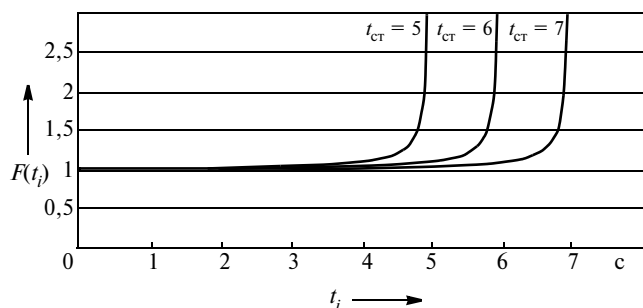


Рис. 2. Серия кривых зависимостей $F(t_i)$ при разных значениях t_{ct} и $\Delta t = 0,1$

ределяться в соответствии с формулой № 10, где i — номер момента времени от начала моделирования ситуации и появления образа ТС1 на экране видеореги­стратора. При этом очевидно, что при сближении ТС1 и ТС2 значение $a(t_i)$ будет больше $a(t_{i-1})$, т.е. $F(t_i)$ изменяется от единицы до бесконечно большого числа. Это хорошо видно на рис. 2, на котором представлена серия кривых $F(t_i)$ при разных значениях t_{ct} и $\Delta t = 0,1$.

Допустим, что система сигнализации подала водителю ТС2 предупреждающий сигнал заблаговременно в момент времени $t = t_{пр}$. Как следует из формулы № 9, в этот момент величина линейных размеров ТС1 на экране видеореги­стратора может быть определена по формуле № 11. В этот же момент времени, как следует из формулы № 10, отношение текущей величины линейных размеров образа ТС1 на экране и величины предыдущей даст формулу № 12, из которой видно, что значение $F_{пр}$ не зависит ни от скорости $v_{сбл}$ сближения ТС1 и ТС2, ни от габаритных размеров ТС1, а определяется лишь промежутком $t_{ct} - t_{пр}$ времени заблаговременного предупреждения водителя о столкновении и периодом Δt повторения измерения отношения линейных размеров изображения ТС1 на экране видеореги­стратора в текущий и предыдущий моменты времени.

Следовательно, вычисляя отношения $F(t_i)$ текущих линейных размеров образа ТС1 на экране видеоре­гистратора к предыдущим и сравнивая их с отноше­нием $F_{пр}$ для заданного безопасного момента предуп­реждения о столкновении, система имеет возможность заблаговременно предупредить водителя о надвигаю­щейся опасной ситуации и тем самым снизить вероят­ность возникновения ДТП. Например, если промежу­ток времени для заблаговременного предупреждения водителя о столкновении выбрать равным $t_{ct} - t_{пр} = 3$ с, а линейные размеры на экране видеореги­стратора измерять через $\Delta t = 0,5$ с, то в момент $t_{пр}$ предупре­дения о столкновении отношение величины текущих линейных размеров образа ТС1 к предыдущим будет не менее $F_{пр} = 1 + 0,5/3 = 1 + 0,167 = 1,167$. То есть сигнализировать о вероятном столкновении система должна тогда, когда $F(t_i)$ будет равно или превысит значение 1,167. Причем если в программе обработки сигналов с видеореги­стратора предусмотреть форми­рование предупреждения не по сигналам a и b , а по площади контура образа встречного АТС — измерять отношение $G(t_i)$ текущего значения этой площади $S(t_i)$

с его предыдущим значением $S(t_{i-1})$, т.е. в соответст­вии с формулой № 13, то это отношение будет нахо­диться в квадратичной зависимости относительно зна­чения разности $(t_{ct} - t_{пр})$.

Таким образом, если постоянно измерять отноше­ние линейных размеров или площади контуров образа автомобиля, движущегося по встречной полосе, то, сравнивая его с заданным предельно допустимым зна­чением, можно заблаговременно предупреждать води­теля о возможном столкновении с ним и тем самым предотвратить ДТП. То есть видеореги­стратор является надежным средством предупреждения столкновений АТС с любым препятствием. Возьмем, к примеру, об­гон грузового автопоезда длиной 25 м легковым авто­мобилем. Допустим, что скорость движения первого со­ставляет 72 км/ч (20 м/с), а второго — 90 км/ч (25 м/с). Водитель второго, приблизившись к первому на рас­стояние $D = 5$ м, решает обогнать его. Однако ему на­встречу движется легковой автомобиль со скоростью 108 км/ч (30 м/с). Очевидно, что для обгона первому легковому автомобилю надо "выиграть" у обгоняемого как минимум 35 м ($L = 25 + 5 + 5 = 35$ м). Скорость $v_{обг}$ обгона автопоезда будет равна $v_{обг} = 25 - 20 = 5$ м/с, т.е. 196 км/ч.

Располагая такими исходными данными и приве­денными в табл. 1 формулами, системе предупрежде­ния нетрудно подсчитать, как будут изменяться эти параметры в процессе обгона (табл. 2).

Таблица 2

t_i , с	$(t_{ct} - t_i)$, с	$F(t_i)$	$G(t_i)$	L , м	D , м	Примечание
0	8,5	—	—	35,0	468	Включение сигнала левого поворота
0,5	8,0	1,063	1,130	35,0	440	Начало обгона
1,0	7,5	1,067	1,139	32,5	413	—
1,5	7,0	1,072	1,149	30,0	385	—
2,0	6,5	1,077	1,160	27,5	358	—
2,5	6,0	1,083	1,173	25,0	330	—
3,0	5,5	1,091	1,190	22,5	303	—
3,5	5,0	1,100	1,210	20,0	275	—
4,0	4,5	1,111	1,234	17,5	248	—
4,5	4,0	1,125	1,266	15,0	220	—
5,0	3,5	1,143	1,307	12,5	193	—
5,5	3,0	1,167	1,362	10,0	165	Предупреждение о столкновении!!!
6,0	2,5	1,200	1,440	7,5	138	—
6,5	2,0	1,250	1,563	5,0	110	—
7,0	1,5	1,333	1,777	2,5	83	Включение сигнала правого поворота
7,5	1,0	1,500	2,250	0	55	Окончание обгона
8,0	0,5	2,000	4,000	0	28	—
8,5	0	—	—	0	0	—

Таблица 3

t_i , с	$(t_{ст} - t_i)$, с	$F(t_i)$	$G(t_i)$	L , м	D , м	Примечание
0	8,5	—	—	35,0	468	—
0,5	8,0	1,063	1,130	35,0	440	—
1,0	7,5	1,067	1,139	35,0	413	—
1,5	7,0	1,072	1,149	35,0	385	—
2,0	6,5	1,077	1,160	35,0	358	—
2,5	6,0	1,083	1,173	35,0	330	Включение сигнала левого поворота
3,0	5,5	1,091	1,190	35,0	303	Начало обгона
3,5	5,0	1,100	1,210	32,5	275	—
4,0	4,5	1,111	1,234	30,0	248	—
4,5	4,0	1,125	1,266	27,5	220	—
5,0	3,5	1,143	1,307	25,0	193	—
5,5	3,0	1,167	1,362	22,5	165	Предупреждение о столкновении!!!
6,0	2,5	1,200	1,440	20,0	138	—
6,5	2,0	1,250	1,563	17,5	110	—
7,0	1,5	1,333	1,777	15,0	83	—
7,5	1,0	1,500	2,250	12,5	55	—
8,0	0,5	2,000	4,000	10,0	28	—
8,5	0	—	—	7,5	0	Столкновение!!!

В этом конкретном примере, как видим из табл. 3, безопасный обгон невозможен: водитель задержался с началом обгона. То есть ему остается только одно: снизить скорость своего автомобиля до 48 км/ч (15 м/с), уменьшив тем самым скорость сближения с автомобилем на встречной полосе до $15 + 30 = 45$ м/с (табл. 4) и пропустить этот автомобиль.

В программе процессора при обработке сигнала с видеорегистратора можно предусмотреть и выделение контура образа обгоняемого автомобиля, а затем вычисление отношения P_i текущего значения площади R_i этого контура с его предыдущим значением R_{i-1} (формула № 14). При этом значение R_i обгоняемого автомобиля, очевидно, будет уменьшаться от большого числа в начале обгона до нуля в конце обгона, а значит P_i будет принимать значения от единицы до нуля. Кроме того, можно предусмотреть и заблаговременное (например, 3 и 5 с) предупреждение водителя обгоняющего автомобиля об окончании обгона. В табл. 5 приведены изменения значений параметров при совершении безопасного варианта обгона. Причем совершенно очевидно, что предупреждение об окончании обгона должно поступить водителю раньше, чем предупреждение о столкновении с каким-либо еще одним автомобилем. В противном случае водитель должен принять меры для предотвращения ДТП (см. табл. 4).

Таким образом, ответ на вопрос, который ставили перед собой авторы, должен быть положительным:

Таблица 4

t_i , с	$(t_{ст} - t_i)$, с	$F(t_i)$	$G(t_i)$	L , м	D , м	Примечание
0	9,0	—	—	35,0	468	—
0,5	8,5	1,059	1,122	35,0	440	—
1,0	8,0	1,063	1,130	35,0	413	—
1,5	7,5	1,067	1,139	35,0	385	—
2,0	7,0	1,072	1,149	35,0	358	—
2,5	6,5	1,077	1,160	35,0	330	—
3,0	6,0	1,083	1,173	35,0	303	Начало обгона
3,5	5,5	1,091	1,190	32,5	275	—
4,0	5,0	1,100	1,210	30,0	248	—
4,5	4,5	1,111	1,234	27,5	220	—
5,0	4,0	1,125	1,266	25,0	193	—
5,5	3,5	1,143	1,307	22,5	165	Предупреждение о столкновении!!!
6,0	3,0	1,167	1,362	22,5	138	—
6,5	2,5	1,200	1,440	25,0	115	—
7,0	2,0	1,250	1,563	27,5	92	—
7,5	1,5	1,333	1,777	28,5	69	—
8,0	1,0	1,500	2,250	35,0	46	—
8,5	0,5	2,000	4,000	37,5	23	—
9,0	0	—	—	40,0	0	Встреча!!!

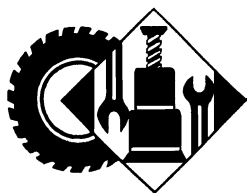
Таблица 5

t_i , с	$(t_{ст} - t_i)$, с	$G(t_i)$	$P(t_i)$	L , м	D , м	Примечание
0	8,5	—	—	35,0	468	Включение сигнала левого поворота
0,5	8,0	1,130	1,000	35,0	440	Начало обгона
1,0	7,5	1,139	1,000	32,5	413	—
1,5	7,0	1,149	1,000	30,0	385	—
2,0	6,5	1,160	0,875	27,5	358	—
2,5	6,0	1,173	0,857	25,0	330	—
3,0	5,5	1,190	0,833	22,5	303	—
3,5	5,0	1,210	0,800	20,0	275	—
4,0	4,5	1,234	0,750	17,5	248	—
4,5	4,0	1,266	0,667	15,0	220	Предупреждение об окончании обгона
5,0	3,5	1,307	0,500	12,5	193	—
5,5	3,0	1,362	0	10,0	165	Предупреждение о столкновении!!!
6,0	2,5	1,440	0	7,5	138	—
6,5	2,0	1,563	0	5,0	110	—
7,0	1,5	1,777	0	2,5	83	Включение сигнала правого поворота
7,5	1,0	2,250	0	0	55	Окончание обгона
8,0	0,5	4,000	0	0	28	—
8,5	0	—	—	0	0	—

видеорегиcтpатор, действительно, способен решить задачу своевременного предупреждения водителя о возможности столкновения транспортных средств. Для этого достаточно заложить в процессор программу, осуществляющую выделение контуров образов АТС, определение отношения линейных размеров или площадей контуров в текущие и предыдущие моменты времени и сигнализацию о вероятном столкновении при выходе величины отношения за пороговый уровень.

Литература

1. Гудков В.А., Комаров Ю.Я., Рябчинский А.И., Федотов В.Н. Безопасность транспортных средств (автомобили). Уч. пособие для вузов. М.: Горячая линия-Телеком. 2010. — 431 с.
2. <http://autourist.ru/info/prichini-dtp>
3. <http://mobile-eye.com.ua/>
4. <http://toyota-club.net>
5. Варнавский А.Н., Чекан Н.В. Имитационное моделирование столкновения автомобиля с пешеходом при различных способах управления автомобилем // Автоматизация в промышленности. 2012. № 7. С. 29—33.
6. <https://www.gibdd.ru/r/62/stat/>



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.119

ПРОЦЕСС ДИАГНОСТИРОВАНИЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ АВТОСЕРВИСНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

Канд. техн. наук **А.В. КАРПОВ**

Самарский ГТУ (8. 927. 721-30-13)

На примере бензиновых двигателей рассматривается технология диагностирования автомобилей.

Ключевые слова: диагностика бензинового двигателя, мотортестер, исполнительные механизмы двигателя, карта диагностики двигателя.

Karpov A.V.

IMPROVING THE DIAGNOSTIC PROCESS GASOLINE ENGINE ENTERPRISES

The technology of diagnostic cars on example of gasoline engines is considered.

Keywords: diagnostics gasoline engine, motormaster, actuators of the engine, the map engine diagnostics.

Высококачественное диагностирование двигателя — залог его безотказной работы и автомобиля в целом. Но не только. Это и условие высоких экономических показателей такого предприятия, т.е. его прибыльности. Ведь чем лучше работает та или иная конкретная СТОА, тем выше ее авторитет среди автовладельцев, а значит, и число тех, кто становится ее клиентом. И с этой точки зрения настоящее время — довольно благоприятное. Возобновилась программа утилизации старых автомобилей, следовательно, объемы продаж новых, несмотря на кризис, все-таки сохраняются на довольно высоком уровне (более 2 млн в год). То есть автомобильный парк России постепенно омолаживается. И это, естественно, уже само по себе увеличивает число обращений в СТОА, прежде всего, фирменных: ни один владелец автомобиля не может обойтись без ТО и ТР в гарантийный период.

К сожалению, такая благоприятная обстановка "расхолаживает" отдельные фирменные СТОА. Мол, число клиентов будет расти само собой — просто им некуда деться.

Такая точка зрения явно ошибочная. Чтобы сохранить, а тем более увеличить число клиентов в условиях, когда число нефирменных СТОА-конкурентов растет, менеджеры не должны, как говорится, "дремать", а делать упор именно на повышение качества услуг. Когда предложение начинает превышать

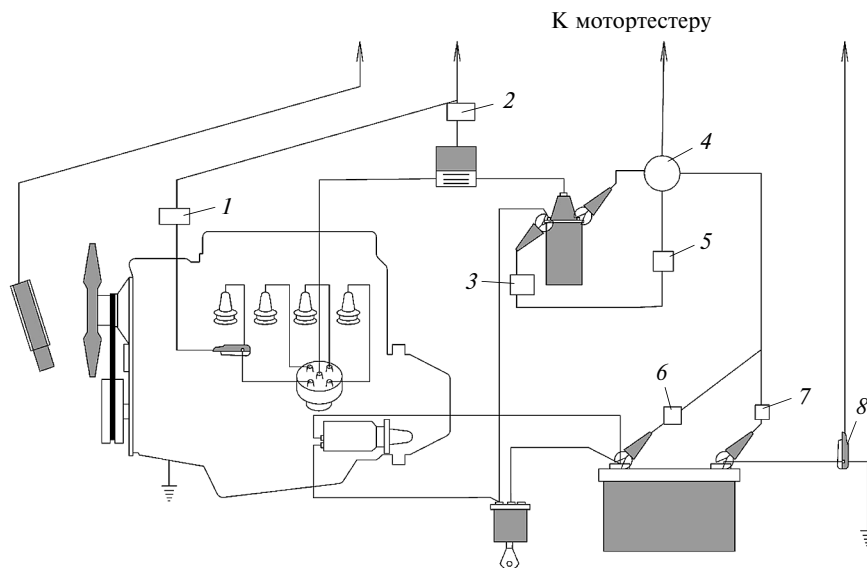


Схема подключения датчиков мотортестера к двигателю:

1 — датчик начала отсчета; 2 — датчик высокого напряжения; 3 — зажим из УС1, подключенный к выводу катушки зажигания, соединенному с прерывателем (электронным коммутатором); 4 — соединительное устройство; 5 — зажим из состава УС1 подключенный к выводу катушки зажигания, соединенному с замком зажигания; 6, 7 — зажимы, подключенные к аккумуляторной батарее; 8 — датчик тока

спрос, иного пути просто нет. Такова логика рыночной экономики.

Все большее число менеджеров предприятий, как показывают многочисленные их опросы, эту логику понимают. Однако методы ее реализации освоили далеко не все. Особенно плохо обстоят дела с основной основой качества услуг — диагностированием состояния автомобилей, их систем, агрегатов, узлов и деталей. Поэтому рассматриваемые ниже рекомендации, по мнению автора, должны заинтересовать многих.

Эти рекомендации, как видно из начала статьи, рассматриваются на примере автомобильного двигателя, потому что некий двигатель чаще всего беспокоит владельца автомобиля: его отказ — гарантированная невозможность поездки. Во-вторых, потому, что диагностирование двигателя при современных технических средствах — процесс, которому полностью доверяет и владелец автомобиля, и работник СТОА. Но оснований для такого доверия, в общем-то, быть не должно. Дело в том, что этот процесс хотя и очень быстро и точно выявляет наличие отказа или неисправности двигателя, но не выявляет причин их появления. Следовательно, не исключает вероятности их повторения. Иначе говоря, он не решает задачу профилактики отказов и неисправностей, т.е. задачу коренного повышения качества рассматриваемой услуги.

Как выйти из такого тупика? Чтобы ответить на этот вопрос, рассмотрим конкретный отказ двигателя.

Допустим, что клиент пожаловался: пуск двигателя его автомобиля стал невозможным и проверка (прокрутка коленчатого вала) подтвердила этот факт. Но не больше того. Чтобы выявить причину отказа, опытный работник СТОА обязательно выполнит довольно много предварительных операций: проверит зазоры между электродами свечей и удалит образовавшийся на них нагар, замерит компрессию в цилиндрах двигателя, визуально проконтролирует целостность модуля зажигания или крышки датчика распределителя зажигания, оценит уровень и состояние охлаждающих жидкостей, а также масла, топлива в баке, высоковольтных проводов (проверка на пробой) и т.д. И только тогда, когда будет сделано все то,

КАРТА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Марка и модель автомобиля ВАЗ 21083

СИСТЕМА ПУСКА

Напряжение аккумуляторной батареи при пуске, В 9,8
Ток, потребляемый стартером при пуске, А 7
Минимальная частота вращения коленчатого вала при пуске, мин⁻¹ 280

СИСТЕМА ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ

ЭДС аккумуляторной батареи, В 12,9
Напряжение заряда аккумуляторной батареи при работающем двигателе (2000 мин⁻¹), В 14,1
Напряжение на катушке зажигания, В 12,1

СИСТЕМА ПРЕРЫВАТЕЛЯ

Падение напряжения на контактах прерывателя, В 0,2
Время накопления энергии в катушке зажигания, мс 4,5
Угол, град. п.к.в. %:

замкнутого состояния контактов прерывателя 18,1
его синхронизм 1,7
начальный опережения зажигания 7
его асинхронизм искрообразования 1,5
опережения зажигания, создаваемый центробежным автоматом 22
опережения зажигания, создаваемый вакуумным автоматом 11

Номер цилиндра	1	2	3	4
Амплитуда первичного напряжения, В	243	248	246	243
Амплитуда вторичного напряжения, кВ	7	8	8	7
Напряжение искрения, кВ	1,8	1,7	1,9	1,7
Длительность искрения, мс	1,6	1,8	1,5	1,7
Бесперебойность искрообразования, %	100	100	100	100

ДВИГАТЕЛЬ

Мощность, кВт/л.с.
эффективная 51/69
механических потерь 9/12
Минимальная частота вращения коленчатого вала на холостом ходу, мин⁻¹ 680
Неравномерность частоты вращения коленчатого вала, мин⁻¹ 24
Номер цилиндра 1 2 3 4
Частота вращения коленчатого вала при отключении цилиндров, % 16 12 11 15
Относительная компрессия по цилиндрам, % 84 96 100 87

КАРТА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ИНЖЕКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Марка и модель автомобиля ВАЗ-2114

Измеряемый параметр	Нормативные параметры работы двигателя на холостом ходу	Текущее (фактическое) значение параметра
Температура охлаждающей жидкости, °С	94...104	101
Соотношение воздух/топливо	14,0...15,0	14,6
Положение дроссельной заслонки %	0	0
Частота вращения коленчатого вала двигателя (дискретность 40 мин ⁻¹), мин ⁻¹	760...840	800
Частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу (дискретность 10 мин ⁻¹), мин ⁻¹	760...840	800
Желаемое положение регулятора холостого хода	30...50	42
Текущее положение регулятора холостого хода	30...50	42
Коэффициент коррекции длительности импульса впрыска по сигналу датчика кислорода	0,76...1,24	—
Угол опережения зажигания, град. п.к.в.	10...20	12
Напряжение бортовой сети, В	12,8...14,6	13,7
Желаемая частота вращения коленчатого вала на холостом ходу, мин ⁻¹	800...850	800
Напряжение сигнала датчика кислорода, В	0,05...0,9	0,46
Готовность датчика кислорода к работе	Да	Да
Наличие команды контроллера на включение нагревателя датчика кислорода	Да	Да
Длительность импульса впрыска топлива, мс	2,0...3,0	2,3
Массовый расход, кг/ч, воздуха	7,5...9,5	8,2
Поцикловой расход воздуха, мг/такт	82...87	86
Часовой расход топлива, л/ч	0,7...1,0	0,78
Признак наличия текущих ошибок	Нет	Нет

что перечислено выше, может приступить к инструментальному, с помощью мотортестера МЗ-2, диагностированию двигателя.

Технология этой работы довольно проста. Для оператора она сводится [1] к подсоединению стробоскопа, а также датчиков тока, высокого напряжения, начала отсчета, соединительного устройства к соответствующим разъемам мотортестера и к диагностируемому двигателю (на рисунке показан пример такого подсоединения к карбюраторному двигателю).

Мотортестер МЗ-2, как известно, рассчитан на 10 режимов измерений: 1 — "электропитание"; 2 — "прерыватель"; 3 — "система зажигания"; 4 — "регуляторы УОЗ"; 5 — "баланс мощности"; 6 — "мощность"; 7 — "компрессия"; 8 — "инжектор"; 9 — "лямбда-зонд"; 0 — "сканер кодов". Первые семь из них используются при диагностировании карбюраторных двигателей, а остальные три добавляются при диагностировании двигателей инжекторных. По результатам диагностики автослесарь-диагност делает заключение о состоянии (исправности—неисправности) прове-

ренных исполнительных механизмов двигателя.

Это заключение он сообщает (чаще всего — в устной форме) владельцу автомобиля. Оно носит рекомендательный характер (например, советует заменить неисправный элемент новым). При этом многие клиенты не всегда понимают необходимость выполнения такой рекомендации. Чтобы этого избежать, результаты диагностирования необходимо, на взгляд автора, сообщать в виде распечатки карты диагностирования, выделяя в ней жирным курсивом значения тех диагностических параметров, которые отличаются от нормативных, содержащихся в памяти мотортестера. Кроме того, результаты диагностирования должны быть занесены в компьютерную базу и храниться в ней хотя бы на протяжении гарантийного периода автомобиля.

Примеры заполнения таких карт [2] для карбюраторного и инжекторного двигателей автомобилей ВАЗ-21083 и ВАЗ-2114 приведены ниже.

Сравнивая полученные результаты с нормативными (то и другое выдает мотортестер), не представляет

труда сделать заключение о работоспособности двигателя в целом и его основных систем (зажигания, питания, пуска). Но первопричина отказов и неисправностей мотортестера МЗ-2, как и любое другое диагностическое устройство, установить не в состоянии. Поэтому и нужны технологические операции, предшествующие измерениям с помощью измерительных устройств (например, мотортестера МЗ-2). Составить перечень таких отказов и выполнить их, очевидно, может лишь хорошо подготовленный специалист. Отсюда вывод: для повышения качества работы СТОА необходимы не только современное диагностическое оборудование, но и хорошо подготовленные специалисты. Причем второе даже важнее первого. Поэтому экономить на подготовке кадров, как говорится, себе дороже.

Литература

1. Руководство по эксплуатации Мотортестер МЗ-2. Изд. "Триад", респ. Беларусь, 2008. — 60 с.
2. Расчет и проектирование производственно-технической инфраструктуры автопредприятия: Учеб. пособ. / В.Г. Круцило и др; Самар. гос. техн. ун-т. Самара, 2007. 293 с.

УДК 629.018

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ

Кандидаты техн. наук **С.Ю. НОВОСАДОВ, А.Г. КАРТУКОВ**
Военно-технический университет (8.916. 875-40-70)

Проанализированы методы определения технического состояния топливной аппаратуры дизелей. Даны рекомендации по определению технического состояния дизелей на диагностических участках.

Ключевые слова: диагностирование, топливная аппаратура дизеля.

Novosadov S.Yu., Kartukov A.G.
ANALYSIS OF METHODS DIAGNOSING OF DIESELS FUEL EQUIPMENT

Methods of the determination of the technical condition of the fuel equipment of the diesels are analyzed. Recommendations on determination of its condition are given.

Keywords: the diagnostics, fuel equipment of the diesel.

Своевременное обнаружение повреждений и выявление их причин отказов уменьшает интенсивность отказов любых машин и механизмов, в том числе и дизелей, тем самым увеличивает время их наработки на отказ. Но используемые на практике методы диагностирования автомобильного дизеля, как правило, требуют изъятия автомобиля из транспортного процесса для частичной разборки узла или агрегата, хотя любая разборочно-сборочная операция, даже если деталь не ремонтируется, снижает их срок службы до 20 % [1].

Поэтому поиск бесконтактных методов диагностирования, основанных на анализе выходных параметров дизеля, становится одной из важнейших задач для исследователей. И не в последнюю очередь — для исследователей, работающих с военной автомобильной техникой, которая, как известно, подвергается не только отказам, так сказать, естественного происхождения, но и связанным с боевыми повреждениями [2]. В частности, созданием новых и совершенствованием известных методов диагностирования топливной аппаратуры дизелей занимаются в ГОСНИТИ, МАДИ, НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ и во многих других научных учреждениях. Однако сказать, что все вопросы определения технического состояния топливной аппаратуры дизелей военной автомобильной техники (ВАТ) без частичной их разборки уже решены, пока что нельзя. Хотя определенные наработки, безусловно, есть. Правда, касаются они в основном тихоходных тракторных и комбайновых дизелей [3]. Но их, в принципе, можно приспособлять и к быстроходным автомобильным четырехтактным дизелям ВАТ. Причем чаще всего сводится к выбору того из существующих методов, который наиболее точно подходит к конкретной модели автомобильного дизеля.

Так, если взять топливную аппаратуру дизелей, то ее диагностические характеристики можно разделить на три группы: по чисто внешним показателям работы дизеля (стуки, дымность, максимальная частота вращения коленчатого вала на холостом ходу, расход топлива, тяговитость); по измеряемым инструментальным параметрам собственно топливной аппаратуры (давление начала подъема иглы форсунки, максимальное давление, развиваемое плунжерной парой, секционная подача топлива, угол опережения подачи и продолжительности впрыскивания топлива, гидравлическая плотность по запорному корпусу нагнетательного клапана); по инструментально определяемым характеристикам ее работы (гидравлические характеристики ТНВД и форсунки, виброакустическая характеристика форсунки, закон движения иглы форсунки, перемещения подвижных деталей, закон изменения давления топлива в нагнетательной магистрали). По доступности, а значит, и по частоте применения эти группы, конечно, не равноценны. Например, методы, относящиеся к первой группе, это своего рода ширпотреб: ими постоянно пользуется каждый водитель. Однако обеспечиваемая ими точность диагностирования невелика. Как показывает опыт, с их помощью даже опытный механик может выявить не более чем в 50 % случаях. Например, по данным Н.С. Ждановского [4], субъективным методом (по косвенным признакам) обнаружить снижение мощности дизеля на 15...20 %, а следовательно, и ухудшение технического состояния системы топливоподачи обнаружить невозможно.

Та же картина и с диагностированием регулятора на режимах максимальной и минимальной частот вращения коленчатого вала дизеля на холостом ходу: они не всегда отражают скоростной режим, удерживаемый регулятором под нагрузкой, а ее на холостом ходу просто нет. Таким образом, методы первой группы можно рассматривать лишь как вспомогательные ("с дизелем все в порядке").

Совсем иное дело — методы второй и третьей групп: они инструментальные, поэтому дают неплохие результаты. Причем их много. Скажем, методов, которые широко применяются в эксплуатации, три. Это бесшумный метод Н.С. Ждановского, парциальный метод А.С. Орлина и метод определения мощности дизеля по пробегу [5].

Сущность двух первых методов заключается в том, что дизель при его диагностировании работает с частью выключенных цилиндров, т.е. работающие цилиндры загружаются за счет механических потерь в выключенных цилиндрах и специальных догрузочных устройств. При этом мощность работающего цилиндра определяется по частоте вращения коленчатого вала. Одновременно измеряется и расход топлива работающими цилиндрами.

Однако все эти методы позволяют определять только общее техническое состояние дизеля, которое далеко не всегда зависит от состояния его топливной аппаратуры. Ведь давно известно, что снижение мощности и повышение расхода топлива могут быть вызваны потерей компрессии в цилиндрах, образованием нагара в камере сгорания, снижением температуры

в системе охлаждения и т.д. Поэтому показатели работы дизеля состояние его топливной аппаратуры однозначно не характеризуют, следовательно, не могут служить диагностическим сигналом.

С этой точки зрения более интересен газоаналитический метод оценки состояния топливной аппаратуры, так как по саже и углекислому газу в отработавших газах можно оценить качество процессов смесеобразования и сгорания и на этой основе определять техническое состояние топливной аппаратуры. Кроме того, он удобен тем, что с введением нормативов на выбросы вредных веществ с отработавшими газами дизелей не требует организации каких-либо дополнительных исследований. Но он, как и многие другие методы, не позволяет судить о конкретном дефекте в топливоподающих системах и количественных характеристиках параметров технического состояния топливной аппаратуры.

Методы оценки технического состояния топливной аппаратуры по параметрам ее работы (третья группа методов диагностирования) сводится к оценке состояния основных элементов и качества регулировки топливной аппаратуры. Например, состояние плунжерной пары ТНВД оценивают по максимальному давлению впрыскивания топлива, коэффициенту подачи и цикловой подаче. Что вполне объяснимо. Процесс топливоподачи в дизель, как известно, в значительной мере определяется именно работой плунжерной пары. Ее износ нарушает процесс топливоподачи — увеличивает неравномерность подачи топлива на всех скоростных режимах. Так, при пуске дизеля потери топлива могут достигать до 70...75 %, а при номинальном скоростном режиме они, наоборот, увеличиваются до 10...15 %. При износе плунжерной пары, кроме того, заметно изменяются продолжительность впрыскивания и запаздывание начала подачи топлива на малых частотах вращения коленчатого вала, что снижает эффективную мощность дизеля на 10...12 % и увеличивает часовую расход топлива на 5...6 %.

Все перечисленное наводит на мысль, что нужно искать новые методы оценки технического состояния этой пары. Но в настоящее время наиболее часто применяется лишь один метод ее оценки — по максимальному давлению. Реализуется он в двух вариантах — впрыскиванием в атмосферу или в глухую замкнутую камеру. Но первый из них не пригоден для количественной оценки гидравлической плотности плунжерной пары: при давлениях до 50 МПа (500 кг/см^2) утечки топлива через нее неизбежны.

Не оправдывает себя и такой предлагаемый вариант: для оценки состояния плунжерной пары непосредственно на двигателе использовать метод измерения количества топлива, поданного через форсунку при определенной скорости вращения вала ТНВД. Дело в том, что утечки топлива вдоль направляющей иглы распылителя форсунки вносит дополнительную погрешность при малых подачах. Кроме того, этот метод очень трудоемок.

Износ плунжерной пары ТНВД можно оценивать, как сказано выше, и по коэффициенту подачи, т.е. отношению подачи топлива при работе плунжерной

пары с форсункой к подаче при работе без нее. Однако этот способ, являясь разновидностью предыдущего, имеет те же недостатки.

Таким образом, анализ существующих методов эксплуатационной оценки технического состояния плунжерной пары показывает, что все они имеют малую точность и малопроизводительны. Кроме того, требуют значительного объема разборочно-сборочных работ. Поэтому использовать их для диагностирования топливной аппаратуры автомобильных дизелей — не очень желательно.

На характеристики топливной аппаратуры дизеля влияет не только плунжерная пара ТНВД, но и его нагнетательный клапан. Прежде всего — износ его разгрузочного пояса: при этом ухудшается качество отсечки топлива, повышается остаточное давление в трубопроводе, что приводит к образованию подвпрыска. Поэтому проблеме контроля состояния этого клапана уделяется особое внимание. Причем для каждой конкретной модели ТНВД производитель, как правило, разрабатывает свой метод. Например, для насосов типа ЯЗТА-100.1111 предусмотрен контроль по запорному конусу клапана, осуществляемый с помощью моментоскопа. Присоединив его к штуцеру ТНВД, топливо в него подают, медленно вращая вал насоса. Если столб топлива на входе в насос уходит в него в течение 2 мин и менее, то нагнетательный клапан считается изношенным. Но этот метод позволяет проверить состояние нагнетательного клапана лишь по запорному конусу, но не учитывает состояние разгрузочного пояса.

Важным параметром, характеризующим работу системы топливоподачи, являются также продолжительность и опережение подачи топлива. Потому что в процессе эксплуатации угол опережения впрыскивания топлива вследствие изнашивания прецизионных деталей ТНВД и деталей механизма привода вала насоса изменяется, что приводит к плохому пуску, снижению мощности и дымному выхлопу дизеля. Кроме того, при чрезмерно большом угле опережения впрыскивания дизель работает жестко, со стуком.

Большинство методов, предложенных для определения угла опережения и продолжительности впрыскивания, относятся к тракторным тихоходным дизелям. При эксплуатации дизелей автомобильных эти углы тоже рекомендуются определять по моментоскопу. Но присоединяют его не к выходному штуцеру ТНВД, а к первой его секции и в момент начала движения мениска топлива в трубке проверять совпадение риски на шкиве коленчатого вала с риской на крышке шестерен распределения. Этот метод дает, в общем-то, удовлетворительные результаты. Но только при новых плунжерной паре и нагнетательном клапане. Износ же этих сопряжений может привести к существенным ошибкам: вследствие утечки топлива через неплотности запорного конуса или разгружающего пояса клапана мениск топлива в моментоскопе будет двигаться с опережением, а при износе плунжерной пары — с запаздыванием. Но известны и другие приборы [5, 6], использование которых обеспечивает минимальное вмешательство в работу топливной аппаратуры. Об-

щий их принцип состоит в том, что в трубопровод высокого давления или в его ответвление к форсунке монтируют поршневой, язычковый или пластинчатый датчик. Однако этот метод тоже достаточно сложен. Он требует доступа к маховику или какому-нибудь шкиву дизеля, имеющему угловые метки, которые в процессе измерений можно фиксировать с помощью стробоскопа. Перспективу устранения этого неудобства многие видят в том, чтобы дизель выдавал импульс, соответствующий, например, ВМТ, при сопоставлении которого с контролируемым импульсом можно было определить угол опережения впрыскивания топлива.

Производительность секции ТНВД — также один из диагностических показателей топливной аппаратуры. И вполне удобный: расход топлива может быть замерен только со снятием отдельных форсунок испытуемого дизеля, но, главное, — по эталонной форсунке. Однако следует иметь в виду, что при работе на отдельных цилиндрах дизель трудно выходит на номинальный скоростной режим, а на малых частотах вращения коленчатого вала его работа неустойчива. Поэтому снятие и установка форсунок снижает эффективность проверки ТНВД. Кроме того, результаты замера могут иметь значительные ошибки, так как действительная подача топлива в цилиндр определяется не только производительностью плунжерной пары, но и техническим состоянием форсунки. В связи с чем при эталонной форсунке контрольная подача топлива может значительно отличаться от фактической. А ведь опыт свидетельствует, что неисправности форсунок составляют до 60 % от общего их числа в дизеле. Поэтому методов оценки состояния форсунки еще больше, чем методов оценки состояния надплунжерных пар ТНВД. Но в ремонтных подразделениях войсковых частей применяется лишь один, который заключается в определении давления начала подъема ее иглы. Хотя совершенно очевидно, что для наиболее полной оценки состояния форсунки необходимо определять и такие параметры, как качество распыливания, гидравлическая плотность и характер отсечки топлива. Причем поскольку форсунка при проверке давления впрыскивания все равно снимается с дизеля, то одновременно с контролем давления качество распыливания целесообразно проверять хотя бы "на глаз".

Над совершенствованием последнего из перечисленных методов успешно работают в ГОСНИТИ. Здесь создан прибор КИ-35460 для испытания и регулировки форсунок автотракторных дизелей, в конструкции которого используется электронный способ определения качества распыливания, основанный на оптоэлектронном измерителе и фотодатчике. Однако он не учитывает то, что при снятии форсунки с дизеля условия ее работы изменяются, поэтому оценка качества распыливания принимает, по существу, чисто условный характер. С этой точки зрения более удобны приборы, позволяющие определить давление начала впрыскивания без снятия форсунки с дизеля. Их подключают к испытуемым секциям ТНВД последовательно и получают значение максимального давления, развиваемого каждой парой.

Приведенный выше анализ методов контроля технического состояния топливной аппаратуры дизелей по параметрам ее работы позволяет сделать следующие выводы.

1. Основные недостатки методов, основанных на применении механических средств, — неизбежное вмешательство в нормальное функционирование системы питания и необходимость частичной ее разборки, что может отрицательно сказываться на ее работоспособности.

2. Большинство методов контроля разрабатывалось применительно к тракторным двигателям. Поэтому установка существующих в настоящее время контрольных приборов на топливную аппаратуру дизелей автомобильных технологически неудобна, требует значительного объема разборочно-сборочных работ.

3. Все ныне существующие методы контроля направлены на определение отдельных параметров топливной аппаратуры, поэтому для комплексной оценки ее технического состояния приходится применять одновременно несколько приборов и приспособлений.

4. В связи с выше изложенным есть все основания утверждать, что существующие меры — лишь полуме-

ры. Для автомобильных дизелей проблему может решить только новый подход. Например, контроль технического состояния топливной аппаратуры по волновым явлениям в топливопроводах высокого давления.

Литература

1. Бельских В.И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники. — М.: Колос, 1980. — 575 с.
2. Борц А.Д. и др. Диагностика технического состояния автомобилей. — М.: Транспорт, 1979. — 158 с.
3. Орлин А.С., Круглов М.Г. ДВС системы поршневых и комбинированных двигателей. — М.: Машиностроение, 1985.
4. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. Л., Колос (Ленингр. отд-ние), 1974. — 223 с.
5. Снижение токсичности отработавших газов и создание специальных устройств в конструкции автомобилей обеспечивающих полноту сгорания топлива: Отчет о НИР (заключит.) / РВВАИУ, Рязань, 1992. — С. 168.
6. Кислов В.Г., Кошман Э.И., Попов В.Я. и др. Конструирование и производство топливной аппаратуры. — М.: Машиностроение, 1971. — С. 263.
7. Завлин М.Я. Влияние давления впрыскивания топлива на смешение и характеристику выделения теплоты в дизеле с непосредственным впрыскиванием // Двигателестроение. 1991. № 8...9. С. 24...27.

УДК 625.08.004 (075); 62.522

СИСТЕМА РЕМОНТНО-ПРОФИЛАКТИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ С НЕЖЕСТКИМ ЗВЕНОМ МЕХАНИЗМА, ОСНОВАННАЯ НА СТРУКТУРНОМ АНАЛИЗЕ

Канд. техн. наук **В.П. ЧМИЛЬ, Ю.В. ЧМИЛЬ**
СПбГАСУ (8.906. 227-89-18);
ГУП "Пассажиравтотранс", г. Санкт-Петербург

Рассматривается система ремонтно-профилактического обслуживания кинематических пар гидравлического механизма системы смазки автомобильного двигателя, основанная на структурном анализе и синтезе при проектировании.

Ключевые слова: двигатель, система смазки, кинематическая пара, гидравлический механизм, структурный анализ и синтез, масляный насос, гидравлический аккумулятор, подшипник коленчатого вала, интенсивность отказов.

Chmil V.P., Chmil Yu.V.
SYSTEM REPAIR PREVENTIVE MAINTANCE MECHANISM ON BASE STRUCTURAL ANALISIS

We consider a system repair and preventive maintenance-ray kinematic pairs of hydraulic mechanism of automobile engine based on structural analysis and synthesis of the design.

Keywords: engine lubrication system, kinematic pair, hydraulic mechanism, structural analysis, synthesis, oil pump, hydraulic accumulator, bearing crankshaft, failure rate.

Теория механизмов и машин, как и всякая другая теория, непрерывно развивается. И одним из путей такого развития, по мнению авторов, является структурный анализ механизмов, рассмотрение их во взаимодействии с выполняемым рабочим процессом и дополнительным *ранжированием пар* по интенсивности отказов при заданных условиях эксплуатации. При этом классическое понятие "механизм" остается: "механизм — это подвижное сочетание кинематических звеньев, совершающее строго определенное движение, при котором одно из звеньев превращено в стой-

ку". Правда, классическая теория рассматривает, как правило, только механизмы с жесткими, упругими и гибкими звеньями, но сейчас от нее требуется внимание и к жидким, и к газообразным звеньям. Причем не только к их взаимодействию, но и результатам этого взаимодействия, выраженного, прежде всего, в интенсивности отказов кинематических пар этих механизмов.

Технология решения этой проблемы применительно к механизму, который имеет в своем составе жидкое звено, и рассматривается ниже. При этом в качестве объекта исследования взята система смазки двигателя автобуса ЛиАЗ-5256.

Как известно, анализ структурной схемы механизма начинается с определения вида и числа пар, его подвижности и числа дублирующих связей. У исследуемой системы смазки (рис. 1) общее число n_0 звеньев гидравлического механизма — восемь, причем одно из них — жидкое (масло), а число n подвижных звеньев, т.е. без учета стойки, — семь ($8 - 1 = 7$). Они, очевидно, образуют семь одноподвижных (1—8 [1В], 2—8 [1В], 3—8 [1П], 4—8 [1П], 5—8 [1П], 6—8 [1П], 7—8 [1В]) и шесть двухподвижных (1—2 [2Л], 3—1 [2Ц], 3—2 [2Ц], 3—4 [2Ц], 3—5 [2Ц], 3—6 [2Ц]) кинематических пар ($p_1 = 7, p_2 = 6$ соответственно). Здесь В и П — вращательная и поступательная, а Л и Ц — линейная и цилиндрическая кинематические пары.

Такой механизм называется плоским. Его подвижность W_{Π} определяется по известной формуле Чебышева [1], т.е. по формуле № 1 (см. таблицу). В нашем случае $W_{\Pi} = 1$. Это означает, что для расчета кинематической характеристики механизма с жидким звеном (т.е. скорости v_M движения масла по маслопроводам при известных их диаметрах d_j) достаточно задать все-

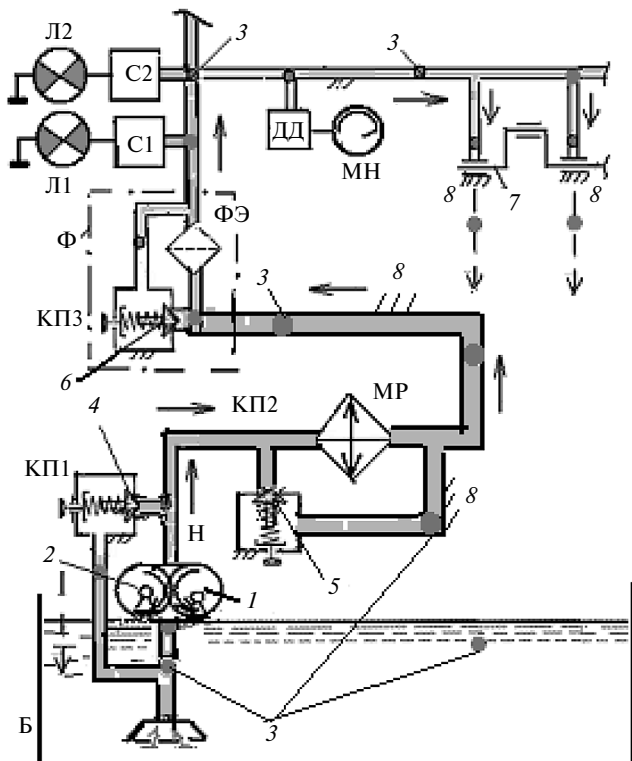


Рис. 1. Структурная схема системы смазки двигателя Cat 3116:

1 — ведущее звено — шестерня масляного насоса; 2 — ведомое зубчатое колесо; 3 — моторное масло (жидкое звено); 4 — запорно-регулирующий элемент перепускного клапана КПП1; 5 — запорно-регулирующий элемент перепускного клапана КПП2; 6 — запорно-регулирующий элемент перепускного клапана КПП3 масляного фильтра Ф; 7 — коленчатый вал двигателя; 8 — неподвижное звено (стойка) механизма (корпус, маслопровод); Б — масляный поддон; Н — насос шестеренный; ФЭ — фильтрующий элемент; ДД — датчик давления; МН — манометр; МР — масляный радиатор (маслоохладитель); С1 — сигнализатор засоренности фильтра; Л1 — лампа сигнализатора С1; С2 — сигнализатор недопустимого понижения давления масла; Л2 — лампа сигнализатора С2

го один параметр — частоту вращения ведущего звена — вала привода масляного насоса.

Теперь, зная величину $W_{пр}$, не представляет труда рассчитать число q дублирующих (неполученных) связей. Его дает формула № 2. То есть в нашем случае $q = 18$. Кроме того, в механизм необходимо ввести недостающие подвижности. Для этого нужно включить хотя бы одну трехподвижную пару — так, чтобы гидромеханизм стал пространственным. И это можно сделать следующим способом. Например, добавив в насосный контур (1—8 [2Ц], 2—8 [3С], 4—8 [3С], 5—8 [3С], 1—2 [3Л], 3—1 [3Ц], 3—2 [3Ц], 3—4 [3Ц], 3—5 [3Ц], где 3Л, 3Ц и 3С — трехподвижные линейная, цилиндрическая и сферическая кинематические пары), 12 степеней свободы, а в контур масляной магистрали (3—6 [3Ц], 3—8 [2Ц], 6—8 [3С], 7—8 [3Ц]) — шесть подвижностей. Тогда подвижность $W_{пр}$ полученного пространственного механизма дает формула № 3, а ее численное значение для рассматриваемого случая будет равно единице ($W_{пр} = 1$).

При правильно подобранных кинематических парах число $q_{пр}$ дублирующих связей пространственного механизма, подсчитываемое по формуле № 4, должно быть равно нулю.

Такое прибавление числа степеней свободы делает рассматриваемый гидромеханизм пространственным, т.е. соответствующим реальной системе смазки ДВС. Правда, при условии, что пружины клапанов, имеющихся в этой системе, — кинематически пассивные элементы и в структурном анализе не участвуют, а масляный поддон, маслопроводы и каналы системы смазки, корпуса насоса и фильтра, а также масляного радиатора считаются стойкой (неподвижное звено 8).

Рассмотренные выше кинематические пары с высшей степенью подвижности (с тремя степенями свободы) авторы назвали *активными*, с двумя — *умеренно активными*, а одноподвижные — *пассивными* (в нашем случае последние отсутствуют). Поэтому при изложе-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$W_{пр} = 3n - (2p_1 + p_2)$	n — число подвижных звеньев; p_1, p_2 — число одно- и двухподвижных кинематических пар механизма
2	$q = W_0 - 6n + 5p_1 + 4p_2$	q — число дублирующих связей механизма; W_0 — подвижность основной схемы механизма
3	$W_{пр} = 6n - (5p_1 + 4p_2 + 3p_3)$	$W_{пр}$ — подвижность пространственного механизма; p_3 — число трехподвижных кинематических пар
4	$q = W_0 - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3$	—
5	$P(k) = e^{-\lambda L}$	λ — интенсивность отказов, отк./км; L — среднестатистический пробег за анализируемый период, км
6	$P(k_1, k_2) = P(k_1) P(k_2)$	—
7	$p_i = f(\rho, \Delta_i, Q_{изм}) = [ML^{-1}T^{-2}] = k_3 [ML^{-3}]^y [L]^z [L^3 T^{-1}]^u$	M — масса, кг; L — длина, м; T — время, с; k_3 — коэффициент, определяемый экспериментально
8	$ML^{-1}T^{-2} = k_3 M^y L^{-3y} L^z L^3 T^{-1} T^{-u}$	—
9	$\begin{cases} 1 = y; \\ -1 = -3y + z + 3u; \\ -2 = -u \end{cases}$	—
10	$p_i = k_3 \frac{\rho Q_{изм}^2}{\Delta_i^4}$	ρ — плотность масла, кг/м ³ ; $Q_{изм}$ — расход масла в измерительной линии, м ³ /с; Δ_i — диаметральный зазор в i -м подшипнике коленчатого вала, м
11	$\Delta_i = \sqrt[4]{\frac{k_3 \rho Q_{изм}^2}{p_i}}$	—
12	$Q_{изм} = \mu F_d \sqrt{\frac{2p_i}{\rho}}$	μ — коэффициент расхода; F_d — площадь сечения проходного отверстия, м ²

нии основ методологии речь пойдет о применении встроенной системы диагностирования системы смазки двигателя только в ее *активных* кинематических парах, т.е. парах, наиболее подверженных отказам при эксплуатации и лимитирующих безотказность работы двигателя.

Чтобы решить эту задачу, и пришлось выполнить сравнительный анализ отказов этих пар на основе статистических данных автобусного АТП за несколько лет наблюдений. Что же касается кинематических пар со стабильно-умеренной интенсивностью отказов, то авторы приняли, что они в течение этого периода подвергались периодическому диагностированию переносными средствами, а пассивные пары с низкой интенсивностью отказов обслуживались "по потребности".

Используя статистические данные этого АТП, авторы определили суммарную интенсивность λ отказов гидроэлементов по двум контурам — насосному k_1 , в состав которого входят насос с клапаном КП1 ($\lambda = 1,47 \times 10^{-6}$ отк./км), клапан КП2 ($\lambda' = 0,294 \cdot 10^{-6}$ отк./км), масляный радиатор ($\lambda' = 0,33 \cdot 10^{-6}$ отк./км). То есть суммарная интенсивность отказа первого контура $\lambda_1 = 2,094 \cdot 10^{-6}$ отк./км.

Во второй контур, контур масляной магистрали, входят перепускной клапан КПЗ ($\lambda' = 0,294 \cdot 10^{-6}$ отк./км) и эквивалентный подшипник коленчатого вала ($\lambda_{\text{экв}} = 3,08 \cdot 10^{-6}$ отк./км). Его суммарная интенсивность отказа — $\lambda_2 = 3,374 \cdot 10^{-6}$ отк./км.

Количественное значение надежности, т.е. вероятности $P(k)$ безотказной работы, каждого контура механизма подчиняется экспоненциальному закону (формулы № 5). Тогда если принять, что среднегодовой пробег в рассматриваемом АТП составляет 42 000 км, то получается: $P(k_1) = 0,9158$, $P(k_2) = 0,8679$.

Таким образом, вероятность $P(k_1, k_2)$ безотказной работы исследуемого гидромеханизма системы смазки ДВС дает, как хорошо известно из теории вероятностей, формула № 6. Из нее получается, что $P(k_1, k_2) = 0,7948$. Это меньше, чем установлено для машин и механизмов (не менее 0,8). Значит, при проектировании механизма необходимо принимать решения, направленные на повышение вероятности безотказной работы $P(k_1, k_2)$. И в первую очередь $P(k_2)$, так как $P(k_2) < P(k_1)$. К таким решениям относятся замена элементов контура более надежными, облегчение режимов работы этих элементов, рекомендации моторостроителям резервировать ненадежные элементы, изменить их конструкцию или технологию изготовления и т.д.

Производитель, получив такую информацию от эксплуатационников, естественно, примет необходимые меры. Например, для увеличения ресурса насоса и подшипников коленчатого вала может изменить структурную схему механизма с насосной на насосно-аккумуляторную, предусматривающую подачу масла под давлением, создаваемым пневмогидроаккумулятором, к подшипникам в момент пуска двигателя. Дело всё в том, что пуск — самый напряженный с точки зрения нагрузки на пусковое устройство, подшипники коленчатого вала и другие трущиеся детали период работы двигателя, особенно непрогретого. Скажем, при

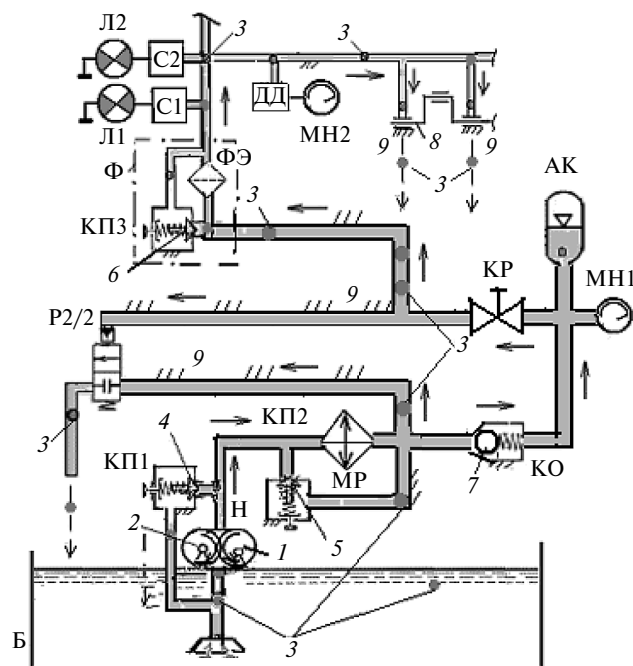


Рис. 2. Структурная схема насосно-аккумуляторной системы смазки двигателя:

1 — ведущее звено — шестерня масляного насоса; 2 — ведомое зубчатое колесо; 3 — моторное масло (жидкое звено); 4 — запорно-регулирующий элемент перепускного клапана КП1; 5 — запорно-регулирующий элемент перепускного клапана КП2; 6 — запорно-регулирующий элемент перепускного клапана КПЗ масляного фильтра Ф; 7 — запорно-регулирующий элемент обратного клапана КО; 8 — коленчатый вал; 9 — стойка механизма; P2/2 — распределитель с гидроуправлением (2-линейный 2-позиционный); АК — пневмогидроаккумулятор; КР — кран двухходовой; МН1, МН2 — манометры

температуре минус 20 °С он по износу эквивалентен 7,3 ч нормальной работы двигателя [2].

Структурная схема такой насосно-аккумуляторной системы смазки приведена на рис. 2. В ней пневмогидроаккумулятор АК служит предпусковым источником энергии и оптимизирует работу системы, уменьшая потери энергии из-за слива излишка масла, повышая КПД и надежность.

В межпусковые периоды его кран КР закрыт, поэтому в нем сохраняется то давление, которое было в системе в предыдущий период работы двигателя. Перед пуском этот кран открывают, и масло под давлением подается в масляный фильтр Ф, из него — в главную масляную магистраль и далее в каналы и зазоры кинематических пар трения, пройдя которые оно сливается в поддон Б. Как только датчиком ДД зафиксировано, что давление возросло до уровня, обеспечивающего жидкостное трение в подшипниках и других парах, он дает разрешение на пуск двигателя (гаснет сигнальная лампа Л2). При работе двигателя начинает периодически открываться гидроуправляемый распределитель P2/2, перепуская масло, находящееся под давлением, в поддон картера, благодаря чему насос Н периодически разгружается, что увеличивает его ресурс.

После разрядки гидроаккумулятора до заданного минимального рабочего давления p_1 распределитель P2/2 закрывается, и система смазки опять питается только

от насоса Н. При этом гидроаккумулятор заряжается до максимального рабочего давления p_2 .

Пневмогидроаккумулятор выполняет и еще одну очень важную функцию — поддерживает заданное давление в системе смазки на режиме холостого хода двигателя (при небольших частотах вращения коленчатого вала), износе вкладышей подшипников и т.п.

К сказанному выше следует добавить, что эпизодически работающий на переключение потоков жидкости кран КР, а также выполняющие контрольные функции датчик давления ДД и манометры МН, с точки зрения структуры механизма — элементы пассивные, следовательно, в структурном анализе не участвующие. Кинематически пассивны, кроме того, пружинные клапанов и пневмогидроаккумулятор — сжатый газ в нем рассматривается как пневматическая пружина.

Это все, что можно сказать о насосном контуре механизма. Что же касается контура второго (масляная магистраль), то для исключения внезапных отказов трехподвижной пары 8—9 (ЗС) — "эквивалентный подшипник", т.е. вкладышей коренных и шатунных шеек коленчатого вала, и повышения точности прогнозирования его остаточного ресурса, авторы предлагают способ диагностирования с применением конструктивно встроенных в систему устройств. При этом исходят из следующих соображений.

Масляный насос обладает запасом подачи, которая необходима для компенсации утечки $Q_{исл}$ масла в поддон через зазоры в подшипниках коленчатого вала. Создаваемое им давление p_i зависит от сопротивления масляной магистрали и ограничивается предохранительным клапаном. Но по мере увеличения зазора Δ_i в подшипниках расход масла Q_i через них, отбираемый из масляной магистрали, несколько (на величину ΔQ) увеличивается. Значит, если при испытании вновь созданного двигателя отбирать часть $Q_{изм}$ расхода масла из полости коренного подшипника в измерительную линию, то величина этого расхода будет пропорциональна зазору Δ_i , т.е. $Q_{изм} = f(\Delta_i)$. Это позволяет найти тот минимальный расход Q_{min} через систему смазки (подачу насоса), который гарантирует жидкостное трение в подшипниках.

Такое устройство авторы разработали. Его схема приведена на рис. 3 (пат. № 2517968, РФ).

Для его установки на двигатель в области постелей коренных подшипников 4 требуется просверлить каналы к масляным полостям каждого из них и оснастить эти отверстия встроенными измерительными гидролиниями 1к, 2к, 3к, 4к, 5к и т.д.

При диагностировании подшипников встроенные гидролинии с помощью переключателя выборочно или поочередно подсоединяются к манометру, что позволяет оценить состояние подшипников, расчи-

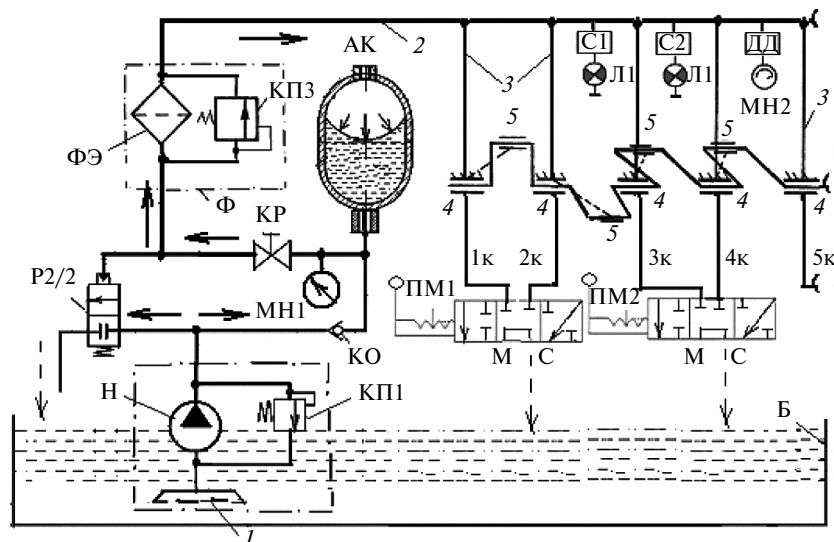


Рис. 3. Схема, иллюстрирующая способ диагностики коренных подшипников двигателя:

1 — сетчатый фильтр; 2 — главная масляная магистраль; 3 — каналы блока цилиндров для подвода масла; 4 — полости коренных подшипников; 5 — шатунные подшипники; 1к, 2к, 3к, 4к, 5к — встроенные измерительные гидролинии первого...пятого коренных подшипников; ПМ1, ПМ2 — переключатели манометра; М — линия к манометру; С — сливная линия

тав по изменению показаний манометра отклонение размера диаметрального зазора Δ_i от установленного изготовителем двигателя, в каждом из них. Для этого авторы разработали косвенный метод такого измерения, суть которого сводится к следующему.

Используя метод анализа размерностей, находят уравнение для определения искомого диаметрального зазора Δ_i в зависимости от влияющих на него независимых переменных (факторов). Для чего составляют параметрическую зависимость давления p_i в полости подшипника от плотности ρ масла и его расхода $Q_{изм}$ в измеряемой гидролинии. Это — формула № 7, после преобразования которой получается формула № 8, а из нее — система уравнений № 9.

Решив эту систему, получим $u = 1$, $z = -4$, $u = 2$. Затем, зная эти значения, формулу № 8 записывают в виде формулы № 10, а по ней — формулу № 11 для определения искомого диаметрального зазора Δ_i в коренном подшипнике и формулу № 12 для определения расхода $Q_{изм}$ масла в измерительной линии в зависимости от давления в этой линии.

Значения коэффициентов $k_{э}$ и $k_{ш}$ для коренных и шатунных шеек находят экспериментально. При этом сначала для каждой модели двигателей путем ее разборки. Затем значения Δ_i можно найти и безразборным методом по накопленным усредненным статистическим данным.

Таким образом, предлагаемый авторами метод предполагает незначительную и не влияющую на работу ДВС доработку его конструкции с целью вывода встроенных гидролиний коренных подшипников из масляного поддона наружу, позволяющую измерять давление p_i в каждой гидролинии i -го подшипника. Он, как видим, не очень сложен и трудоемок, а главное — технологически применим для традиционной методики прогнозирования остаточного ресурса под-

шипников коленчатого вала, что позволит заранее прогнозировать их отказ в процессе эксплуатации двигателя: сравнив расчетное значение зазора Δ_i с его допускаемым значением, можно оценить степень износа подшипника, а значит, его остаточный технический ресурс.

Алгоритм реализации рассмотренного метода ремонтно-профилактического обслуживания кинематическим пар примерно таков.

1. Исключаются дублирующие связи механизма, что делает его рациональным.

2. В контуры механизма дополнительно вводят полученное расчетом число недостающих подвижностей, включая хотя бы одну трехподвижную пару, — так, чтобы механизм стал пространственным.

3. Кинематические пары и ремонтно-восстановительные воздействия на них ранжируют, т.е. разделяют на активные, умеренно активные и пассивные.

4. Активные пары, поскольку они лимитируют безотказность механизма, оснащают встроенными средствами, повышающими их надежность. (Кинематические пары со стабильно-умеренной интенсивностью отказов предполагается периодически диагностировать переносными средствами, а пассивные пары — обслуживать "по потребности".)

5. Для каждого механизма составляется перечень элементов, представляющих особую опасность, периодичность замены которых должна быть регламентирована ("стандартная" система) независимо от их со-

стояния, оцениваемого визуально (например, рукава высокого давления гидросистем).

6. Надежность гидромеханизма оценивается как любого объекта проектирования. То есть требования по его надежности задаются на основе уровня надежности аналогов. При этом предполагается, что гидромеханизм, как и любую техническую систему, можно разделить на кинематические пары и определять надежность каждой из них. Это позволяет выявить, какие пары более подвержены отказам.

7. Выполняются расчеты, позволяющие определить вероятность безотказной работы механизма в целом. (Если показатель безотказности оказался ниже требуемого, то определяются пары механизма, оказывающие наибольшее влияние на него, и разрабатываются мероприятия по повышению их надежности.)

8. Выявляется оптимальная периодичность технического обслуживания механизма и разрабатывается его диагностическая карта.

9. Рассчитывается требуемый запас элементов (запасных частей) механизма, обеспечивающий заданную его безотказность.

Литература

1. Чмиль В.П. Теория механизмов и машин: Учебно-методич. пособие. — СПб.: Издательство "Лань", 2012. — С. 15—21.
2. Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта / Материалы 3-й Международной научно-практической конференции 6—7 декабря 2006 г. / Жданов А.Г. и др. — Самара: СамГАПС, 2006. — С. 134—138.

УДК 629.017

МЕТОДИКА ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЯ О РЕМОНТЕ ИЛИ ЗАМЕНЕ АВТОМОБИЛЯ ПОСЛЕ ДТП

Канд. техн. наук **В.С. ДЫНЧЕНКОВ**

ВА ВПВО МО РФ (г. Смоленск) (8.906. 667-86-84)

Рассматривается методика принятия решения о ремонте или замене автомобиля после его попадания в ДТП.

Ключевые слова: *принятие решения, оптимизационная задача, стоимость, моделирование процесса замены автомобиля, решение на замену автомобиля, решение на ремонт автомобиля.*

Dynchenkov V.S.

THE METHOD OF MAKING DECISIONS ON REPAIR OR REPLACEMENT OF THE CAR AFTER A TRAFFIC ACCIDENT

Methodic of deciding on repair or replacement of the car after its accident is considered.

Keywords: *decision making, optimization problem, the cost, the modelling of the process of the replacement of the vehicle, the decision on the replacement of a car, the decision to repair the car.*

Как показывает статистика, подавляющее большинство автомобилей рано или поздно попадает в аварии разной степени сложности. Причем после серьезного ДТП возникает проблема: отремонтировать автомобиль или менять его на новый. Особенно сейчас, когда рынок заполнен автомобильной техникой, эта проблема сводится, как многим кажется, к сравнению затрат на ремонт поврежденного и покупку но-

вого транспортного средства. Никаких сложностей здесь нет: оценщик выдает стоимость ремонта, а дилер — цену нового автомобиля. Однако такое сравнение, мягко говоря, не очень грамотное. Оно логично только в одном случае: если замена осуществляется по принципу "баш на баш". Скажем, автомобиль — той же модели, что и попавший в ДТП, и того же месяца выпуска. Все другие варианты нужно просчитывать. И не

только в отношении стоимости ремонта и магазинной цены, но и затрат на последующую эксплуатацию обоих автомобилей. Методику такого расчета и предлагает автор. Именно она, по его мнению, обеспечивает принятие верного решения.

В качестве критерия, по которому применяется это решение, — минимум затрат на приобретение автомобиля и его эксплуатацию за весь период T в виде их суммы годовых составляющих. Причем для автомобиля, попавшего в ДТП, в эту сумму войдет и стоимость его ремонта.

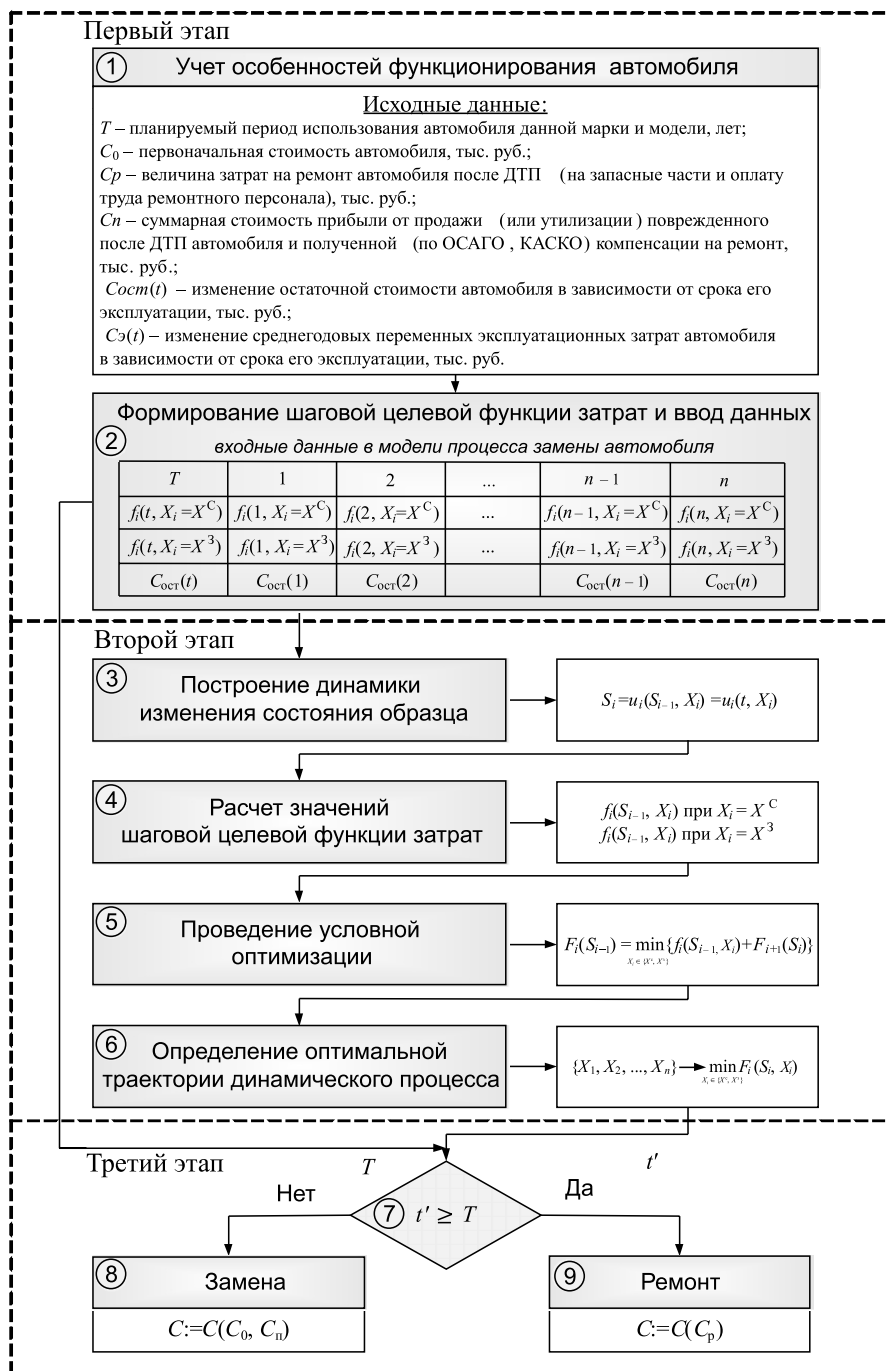
Предлагаемая методика реализуется в три этапа.

Первый из них — подготовительный. Он предназначен для формирования исходных данных, необходимых для расчетов. Второй — основной. Это этап математического моделирования процесса замены автомобиля. Он основан на методе динамического программирования в обратном времени. Третий этап — заключительный. Его содержание —

ответ на вопрос: восстанавливать автомобиль или покупать новый?

Алгоритм выполнения всех этапов приведен на рисунке. Он, как видим, включает девять блоков. При этом первый этап состоит их двух (1–2) блоков, второй — из четырех (3–6) и третий — из трех (7–9).

Так, в блок 1 учета особенностей функционирования автомобиля вхождения шесть параметров, необходимых для расчета, а в блок 2 — те же данные, оформленные в табличном виде. Они представляют собой шаговые целевые функции затрат i -го шага $f_i(S_{i-1}, X_i)$ (формула № 1 в таблице). При этом величина затрат за год на i -м шаге, соответствующая управлению $X_i = X^C$, определяется по формуле № 2. Однако в год совершения ДТП и принятия решения о замене в шаговую целевую функцию затрат $f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i = X^C)$ на i -м шаге войдут, как уже упоминалось, затраты C_p . В этом случае i -й шаг определяется временем планируемого автомобилю ремонта, и шаговая целевая функция затрат на этом шаге имеет вид формулы № 3. Величина затрат на i -м шаге, соответствующая управлению $X_i = X^3$, рассчитывается по формуле № 4. В этом случае эти затраты будут связаны: с покупкой нового автомобиля стоимостью C_0 , его эксплуатацией в течение одного года [$C_3(t) = C_3(1)$] и за вычетом остаточной стоимости $C_{ост}(t)$ после предшествующих t лет эксплуатации заменяемого автомобиля, соответствующего S_{i-1} состоянию. Шаговая функция затрат $f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i = X^3)$ в году совершения ДТП и принятия решения о замене имеет вид формулы № 5.



№ формулы	Формула	Примечание
1	$f_i(S_{i-1}, X_i) = \begin{cases} C_3(t+1), & \text{если } X_i = X^C, \\ C_0 + C_3(1) - C_{ост}(t), & \text{если } X_i = X^3 \end{cases}$	S_i – состояние автомобиля на i -м шаге; S_{i-1} – возможное состояние автомобиля к началу i -го шага; X_i – управляющая переменная с принимаемым решением; t – возраст автомобиля
2	$f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i = X^C) = C_3(t+1)$	–
3	$f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i = X^C) = C_3(t+1) + C_p$	–
4	$f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i = X^3) = C_0 + C_3(1) - C_{ост}(t)$	–
5	$f_i(S_{i-1}, X_i) = f_i(t, X_i = X^3) = C_0 + C_3(1) - C_n$	–

Итоговыми данными первого этапа являются три показателя в блоке 2, представленные в табличном виде. Они используются в качестве входных для второго этапа — моделирования процесса замены автомобиля на основе метода динамического программирования в обратном времени.

В ходе второго этапа в блоках 3—6 в соответствии с принципом оптимальности Беллмана строится вычислительная схема математической модели процесса замены автомобиля, решение которой дает срок t' его замены. Выполняемые действия в этих блоках аналогичны действиям блоков 4—7 (см. "АП", 2013, № 7), поэтому здесь не рассматривается.

На третьем этапе в блоке 7 проверяется выполнение условия, при котором рассчитанный срок t' замены автомобиля больше или равен периоду T . И если оно не выполняется, т.е. $t' < T$, то в работу вступает блок 8, в котором принимается решение на замену автомобиля новым, составной частью которого является продажа пострадавшего в ДТП автомобиля (получение прибыли C_n) и приобретение нового стоимостью C_0 . Если же $t' \geq T$, то осуществляется переход в блок 9, где принимается решение на ремонт автомобиля (стоимость — C_p) и дальнейшую его эксплуатацию в течение планируемого периода T .

Таким образом, рассмотренная выше методика действительно позволяет автовладельцу принять однозначно правильное решение после того, как его автомобиль попал в ДТП, т.е. ответить на вопрос, что выгоднее: восстанавливать этот автомобиль или заменять его новым. Второе ее достоинство состоит в том, что в расчетах используется экономико-математическая модель динамического программирования, позволяющая применять самые различные целевые функции. Кроме того, от других методов аналогичного назначения она отличается простотой, доступностью исходных данных, относительно небольшой трудоемкостью вычислений.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.923.5

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЗАДАННОЙ МАКРОГЕОМЕТРИИ ОТВЕРСТИЙ ТОНКОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ ПРИ ХОНИНГОВАНИИ

Канд. техн. наук **В.А. ОГОРОДОВ**
Уфимский ГАТУ (8.347. 273-09-55)

Исследована возможность получения при хонинговании заданной макрогеометрии отверстия тонкостенного цилиндра посредством направленной деформации заготовки в приспособлении.

Ключевые слова: тонкостенный цилиндр, отклонение формы отверстия, зажимное приспособление, управление деформацией при закреплении, тарельчатая пружина.

Ogorodov V.A.
**PROVIDING PREDETERMINED A MACROGEOMETRY
OF THE THIN-WALLED CYLINDERS HOLES AT HONING**

Investigated the possibility of obtaining a honing given macrogeometry hole thin-walled cylinder, which used directed deformation of the workpiece in the clamping fixture.

Keywords: thin-walled cylinder, the deviation of the shape of the hole, the clamping device management deformation in consolidation, diaphragm spring.

Известно [1], что наибольшее влияние на износ деталей ЦПГ и технико-экономические показатели ДВС оказывают отклонения рабочей (внутренней) поверхности гильз цилиндров от правильной геометрической формы. Причинами этих отклонений могут быть термическая нестабильность материала гильз из-за обра-

зования внутренних напряжений, несовершенство механической обработки сопряженных деталей ЦПГ, а также деформации гильзы под действием эксплуатационных нагрузок и нагрузок, обусловленных нарушением технологии сборки ДВС. Все они (одни — постепенно, другие — сразу) ухудшают гидромеханические характеристики сопряжения и тем самым увеличивают расход масла на угар, механические потери, шумность работы ДВС.

Чтобы снизить негативное влияние этих причин на эксплуатационную долговечность ДВС, рабочей поверхности гильзы стараются придать такую форму, которая затем под действием эксплуатационных нагрузок обеспечивала бы нормальную работу ДВС.

Получить такую форму, в принципе, технологически несложно. Это хонингование. Гораздо сложнее выбрать методы и средства реализации процесса хонингования, т.е. управления этим процессом: здесь пока что довольно много нерешенных проблем.

Так, в настоящее время для управления образованием формы внутренней поверхности гильзы цилиндра хонингованием используют режим "коротких ходов" хонинговальной головки в тех сечениях отверстия этого тонкостенного цилиндра, где требуется увеличить сьем припуска [2]. Однако использование такого технологического приема может привести к образованию ступеньки на обрабатываемой поверхности, что

недопустимо. К тому же, эффективность этого режима в значительной степени зависит от правильности локализации его включения. Наконец, регулирование перебега хонинговальных брусков за края отверстия позволяет управлять съемом припуска только на края обрабатываемого отверстия, причем результат зависит от длины применяемых хонинговальных брусков. Более того, доказано [3], что при малой жесткости, которая характерна для гильзы цилиндра, этот результат из-за упругого отжатия стенок цилиндра при разжиме хонинговальных брусков вообще трудно предсказать. Поэтому в свое время и был предложен (а.с. № 164965, СССР) метод, обеспечивающий необходимую конусность рабочей поверхности гильзы.

Его суть — несимметричное приложение усилия разжима к колодке хонинговального бруска. Однако этот метод позволяет управлять лишь конусностью отверстия. Хотя в управлении нуждается и многое другое. Например, его бочкообразность, овальность и т.д. Вместе с тем некоторые исследователи рассматривают еще один вариант получения нужной формы рабочей поверхности гильз, суть которого — специальная деформация заготовки в зажимном приспособлении. Причем это приспособление должно быть оснащено несколькими зажимными элементами с независимой друг от друга и разной по величине деформацией каждого из них.

Достичь этого можно двумя способами: либо приложением индивидуального усилия к каждому зажимному элементу приспособления, либо прикладывая одно и то же усилие к зажимным элементам, имеющим различные упругие свойства в радиальном направлении.

Первый из этих способов иллюстрирует рис. 1 — схема, при которой тонкостенный цилиндр 1 зажимается в приспособлении с помощью шести резиновых диафрагм 2 с индивидуальным подводом давления воздуха в полость 3 каждой из них. Величину этого давления p_j можно определить, решив следующее уравнение:

$$W(x_i) = \sum_{j=1}^n G(x_i, x_j) p_j \Delta x_i. \quad (1)$$

Здесь $W(x_i)$ — заданная деформация цилиндра в сечении, x_i ; n — число зажимных элементов; $G(x_i, x_j)$ — функция влияния, представляющая собой деформацию цилиндра в сечении x_i от единичного давления p_j , приложенного в сечении x_j ; Δx_i — ширина i -й диафрагмы.

К сожалению, проверка приспособлений, выполненных по такой довольно простой схеме, показала, что эффективность управления отклонением формы обрабатываемого отверстия тонкостенного цилиндра в этом случае довольно низкая, поскольку радиальная жесткость резиновых диафрагм незначительна.

Выход из создавшегося положения предложил автор работы [4]: прижимные элементы он выполнил в виде тарельчатых пружин. Это решение было настолько удачно, что вошло в ГОСТ 3057—90 и широко применяется в станочных приспособлениях для центрирова-

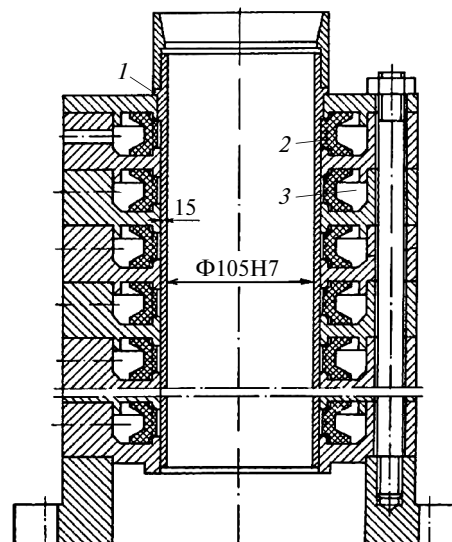


Рис. 1. Зажимное приспособление диафрагменного типа:
1 — тонкостенный цилиндр; 2 — диафрагма; 3 — полость в диафрагме

ния и зажима заготовки по наружной (или внутренней) обработанной любой цилиндрической поверхности.

Он же вывел и зависимость, связывающую крутящий момент T , обеспечиваемый тарельчатой пружиной, с углом ее прогиба в свободном состоянии:

$$T = k_3 \frac{M_{кр}}{R f_{тр}} \operatorname{tg}(\beta - 2). \quad (2)$$

В ней T — осевое усилие сжатия одной пружины; k_3 — коэффициент запаса; $M_{кр}$ — крутящий момент, обеспечиваемый пружиной; β — угол прогиба тарельчатой пружины в свободном состоянии, град; R — радиус установочной поверхности; $f_{тр}$ — коэффициент трения на установочной поверхности заготовки.

Из нее следует, что величина радиального усилия, действующего на заготовку со стороны пружины, зависит от угла β прогиба пружины (прямо пропорциональна его величине), а также от радиуса R внешней поверхности и материала ($f_{тр}$) заготовки и пружины. Это дает основание предполагать, что, подбирая угол β , можно управлять деформацией тонкостенного цилиндра при его закреплении в приспособлении, и, следовательно, получать заданное отклонение формы обработанного отверстия.

Практика подтвердила правильность этой точки зрения. Например, хорошо зарекомендовала себя конструкция (рис. 2) зажимного приспособления. В нем заготовка крепится с помощью трех пар зажимных элементов 1, выполненных в форме тарельчатых пружин, чьи углы β прогиба составляют соответственно 20, 15 и 10°. Установлены эти пружины в корпусе 2. Усилия их закрепления при зажиме заготовки создаются вращением гайки 3 и передаются через упорный подшипник 4, шайбу 5 и втулку 6. Чтобы избежать расклинивания пружин между заготовкой и корпусом при приложении зажимного осевого усилия, по наружно-

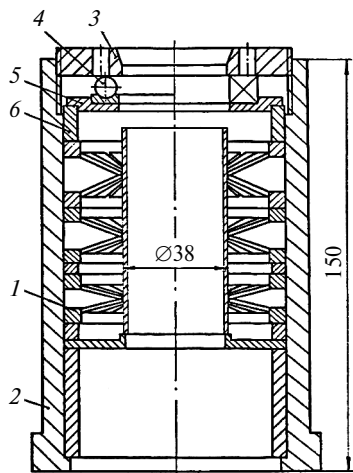


Рис. 2. Приспособление для зажима цилиндра пружинами:
1 — зажимной элемент; 2 — корпус; 3 — гайка; 4 — упорный подшпикник; 5 — шайба; 6 — втулка

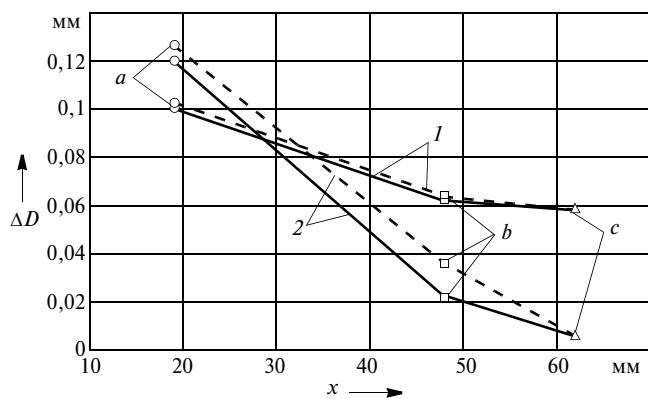


Рис. 3. Деформация (1) цилиндра и снятый с него припуск (2)

му диаметру каждой из пружин предусмотрено жесткое кольцо, а высокие упругие свойства зажимных элементов обеспечиваются с помощью радиальных пазов, превращающих их конические поверхности в радиальные лепестки, которые связаны между собой только этим кольцом. И так как ко всем зажимным элементам прикладывается одно и то же осевое усилие, то приспособление отвечает второму из названных выше двух подходов к управлению деформацией тонкостенного цилиндра при его закреплении. Что и подтверждено в ходе экспериментов обработки тонкостенного цилиндра,

изготовленного из стали 45 (номинальный диаметр наружной поверхности цилиндра — 38, длина — 75, диаметр обрабатываемого отверстия — 36 мм). Хонингование выполнялось на обычном вертикально-хонинговальном станке двухшарнирной четырехбрусковой головкой типовой конструкции, бруски разжимались усилием, создаваемым гидросистемой самого станка. При этом частота вращения шпинделя станка составила 90 мин^{-1} ; скорость возвратно-поступательного движения хонинговальной головки — 20 дв. ход./мин, давление разжима брусков по манометру станка — 0,5 МПа (5 кгс/см^2), а величина выбега брусков за края отверстия была принята равной одной трети длины хонинговальных брусков, т.е. 25 мм. Продолжительность обработки образца — 1 мин. За это время исходная погрешность формы обрабатываемого отверстия устранялась полностью (табл. 1). Что доказало: окончательная форма обработанного отверстия определяется только упругой деформацией образца под действием зажимных элементов.

Как видим, в результате деформации тонкостенного цилиндра при его закреплении в приспособлении конусность его отверстия в сечении *a-a* увеличилась с 0,09 до 0,132 мм, в сечении *b-b* — с 0,1 до 0,144 мм. При этом, как видно на рис. 3, наибольшая деформация ΔD тонкостенного цилиндра и, следовательно, радиальное усилие, вызвавшее эту деформацию, наблюдается в сечении, где действует пружина с самым большим углом β прогиба, т.е. $\beta = 20^\circ$ (точка *a*). При меньших же углах точки *b* соответствуют $\beta = 15^\circ$, а точки *c* — $\beta = 10^\circ$. Поэтому справедливость зависимости (2) вызывает сомнения.

Анализ рис. 3 также показал, что пружины с углом прогиба 15° и 10° вызывают примерно одинаковую деформацию заготовки. Это можно объяснить, во-первых, взаимным влиянием деформации соседних участков цилиндрической оболочки, что учитывается формулой № 1 (пружины с углами 15° и 10° расположены ближе друг к другу, чем пружины с углом прогиба 20° и 15°), а во-вторых, на деформацию цилиндра оказывают влияние зазор между заготовкой и соответствующей пружиной, а также сжатие пружин в осевом направлении.

Из рис. 3, кроме того, видно, что величина снятого припуска в отверстии цилиндра полностью определяется формой этого отверстия, получаемой при закреплении в приспособлении. Что означает: упругое отжа-

Таблица 1

Сечение	Порядок расположения шайб, град.	Диаметр отверстия, мм							
		до закрепления		после закрепления		после обработки		после раскрепления	
		<i>a-a</i>	<i>b-b</i>	<i>a-a</i>	<i>b-b</i>	<i>a-a</i>	<i>b-b</i>	<i>a-a</i>	<i>b-b</i>
I	20	-0,020	-0,038	-0,120	-0,140	0	-0,014	0,100	0,088
II	15	0,042	0,024	-0,020	-0,040	0,002	-0,004	0,064	0,060
III	10	0,070	0,062	0,012	0,004	0,018	0,010	0,076	0,068

тие стенок цилиндра при разжиге брусков на форму обработанного отверстия не влияет.

Чтобы еще раз убедиться в правильности сказанного выше, был проведен промежуточный контроль диаметра обрабатываемого отверстия цилиндра в закрепленном состоянии на 30-й, 45-й и 60-й секундах обработки. Его результаты приведены в табл. 2 и на рис. 4. И они довольно любопытные.

Так, из рис. 4, а видно, что конусность отверстия цилиндра, находящегося в деформированном при закреплении состоянии, уменьшается только до 45-й с обработки, а затем она, наоборот, увеличивается. Причину этого можно выяснить, если обратиться к табл. 1. Из нее следует, что все дело в изменении направления этой конусности при хонинговании: сначала ее исходная величина полностью устраняется, затем, если процесс продолжить, то продолжится и сьем металла, т.е. конусность меняет свое направление на противоположное.

Отсюда вывод: направленную деформацию тонкостенного цилиндра можно применять и для интенсификации исправления исходного отклонения формы обрабатываемого отверстия. При этом достигаемая минимальная величина отклонения формы зависит и от других факторов — таких, как точность изготовления базовой (наружной) поверхности цилиндра и зазора между этой поверхностью и пружинами зажимного приспособления. И именно этими причинами, по-видимому, и объясняется характер изменения некруглости обрабатываемого отверстия, приведенный на рис. 4, б.

Приведенные выше результаты экспериментов позволяют предложить для определения T по значению углов β прогиба пар пружин, которые необходимы для обеспечения требуемой деформации тонкостенного цилиндра, следующую зависимость:

$$W(x_i) = 2T \sum_{i=1}^n G(x_i, x_j) / \text{tg}(\beta_i). \quad (3)$$

Входящий в нее коэффициент "2" учитывает тот факт, что в сечении x_j заготовки на нее действует не одна, а пара пружин.

Для изучения возможности получения других форм макрогеометрии обработанного отверстия (таких, как корсетность и бочкообразность) была произведена обработка образцов при различных комбинациях расположения пар пружин в приспособлении. Размеры этих образцов были такими: наружный диаметр — 37,6 мм, диаметр обрабатываемого отверстия — 35 мм, материал — сталь 45. То есть образцы были те же, что и в пре-

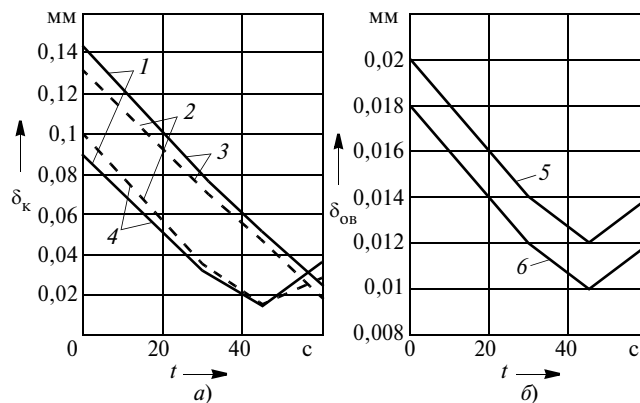


Рис. 4. Исправление отклонений конусности (а) и овальности (б) отверстия: 1 — сечение а-а; 2 — сечение б-б; 3, 5 — в закрепленном состоянии; 4, 6 — в раскрепленном состоянии

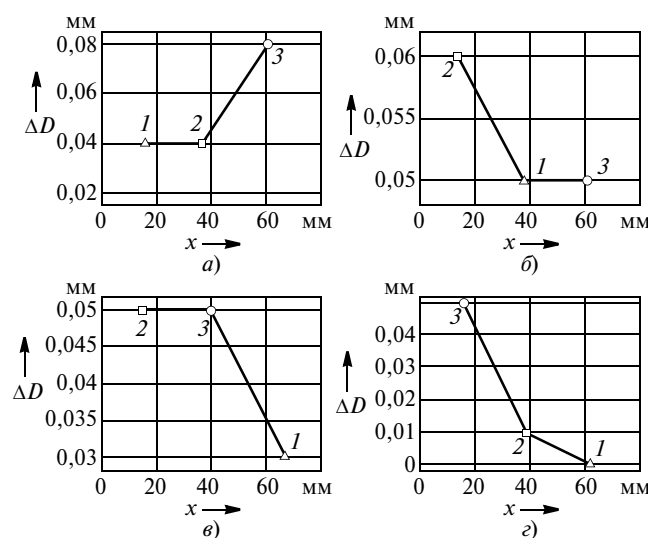


Рис. 5. Деформация тонкостенного цилиндра (сечение а-а) в зажимном приспособлении при различном взаимном $\alpha - \beta = 10^\circ, \beta = 15^\circ, \beta = 20^\circ$; б — $\beta = 15^\circ, \beta = 10^\circ, \beta = 20^\circ$; в — $\beta = 15^\circ, \beta = 20^\circ, \beta = 10^\circ$; г — $\beta = 20^\circ, \beta = 15^\circ, \beta = 10^\circ$ расположения пар пружин: 1 — $\beta = 10^\circ$; 2 — $\beta = 15^\circ$; 3 — $\beta = 20^\circ$

дышем случае. Совпало и время их хонингования — те же 60 с. Стабильность осевого усилия сжатия пружин 1 (см. рис. 2), располагаемых при закреплении обрабатываемых образцов в различной последовательности, обеспечивалось поворотом гайки 3 на один и тот же угол. При этом было установлено (рис. 5): комбинируя взаимное расположение пружин с разным значением угла β их прогиба, можно получить любое требуемое направление деформации тонкостенного

Таблица 2

Сечение	Порядок расположения шайб, град.	ΔD при $t = 0$, мм		ΔD при $t = 30$ с, мм		ΔD при $t = 45$ с, мм		ΔD при $t = 90$ с, мм	
		а-а	б-б	а-а	б-б	а-а	б-б	а-а	б-б
I	20	-0,120	-0,140	-0,058	-0,072	-0,030	-0,042	0	-0,014
II	15	-0,020	-0,040	-0,008	-0,020	-0,002	-0,012	0,002	-0,004
III	10	0,012	0,004	0,016	0,008	0,017	0,009	0,018	0,010

цилиндра в осевом направлении. Однако при этом следует иметь в виду, что пружина с наибольшим значением угла β из-за своей большей податливости вытирает зазор между ней и заготовкой и начинает деформировать последнюю раньше, чем пружины с меньшим углом β , тем самым влияя на условия деформирования цилиндра этими пружинами. Кроме того, при приложении осевого зажимного усилия все пружины сжимаются в осевом направлении, что также влияет на деформацию заготовки. Чем и объясняется форма кривых деформации, приведенных на рис. 5: деформация во всех случаях приводит к сужению отверстия на одном из его краев. При этом максимальная (0,05 мм) деформация наблюдается, когда пружины располагаются (табл. 3) в порядке: 20, 15, 10° (рис. 5, в). Как видим, меньше, чем при таком же варианте закрепления, что и в исследовании, данные которого приведены в табл. 1. Причина тому очевидна: разные толщины стенки цилиндра (там — 2,0, а здесь — 2,6 мм).

Обратный порядок расположения пружин (10, 15, 20°) дал меньшую деформацию (рис. 5, а), а примерно равномерная деформация получена во втором (смешанном) варианте расположения пружин, т.е. в порядке 15, 10, 20° (рис. 5, б).

Анализ макрогеометрии отверстия тонкостенного цилиндра при различном порядке расположения пружин в приспособлении (рис. 6) показывает, что на окончательную форму отверстия, помимо деформации заготовки, существенное влияние оказывает исходное отклонение его формы, поскольку величина этого отклонения соизмерима с величиной деформации цилиндра при закреплении. Поэтому для получения требуемого (направленного) отклонения формы тонкостенного цилиндра следует либо обеспечить минимальное

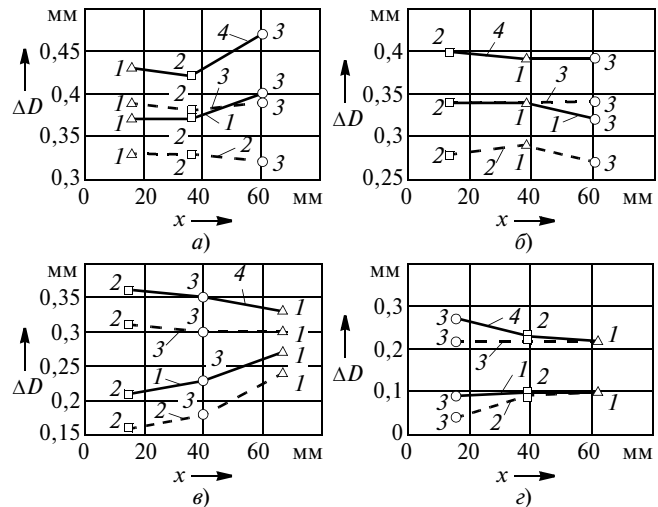


Рис. 6. Отклонения формы отверстия (сечение а-а) в продольном направлении при различном (1 — исходное; 2 — после закрепления; 3 — после обработки; 4 — после раскрепления — окончательное) взаимном расположении пружин:

1 — $\beta = 10^\circ$; 2 — $\beta = 15^\circ$; 3 — $\beta = 20^\circ$

(перед операцией хонингования) исходное отклонение формы (рис. 6, г), либо создать при закреплении цилиндра деформацию, превышающую по величине исходное отклонение формы отверстия (см. рис. 4, а).

Таким образом, исследования, выполненные автором, говорят о следующем.

1. Чтобы обеспечить высокую эксплуатационную надежность тонкостенных гильз цилиндров ДВС, работающих при высоких эксплуатационных нагрузках, их отверстия должны иметь заранее заданные отклонения формы.

2. Наилучшим способом получения таких форм является способ, при котором заготовке в процессе её закрепления в приспособлении задается определенная деформация.

3. Чтобы получить направленную деформацию заготовки при её закреплении, лучше использовать парно расположенные тарельчатые пружины, имеющие различные углы β прогиба (конусности).

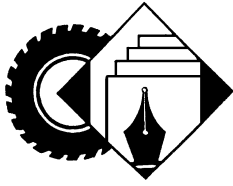
4. Направленную деформацию тонкостенного цилиндра можно применять также для интенсификации исправления исходного отклонения формы обрабатываемого отверстия при его хонинговании. При этом достигаемая минимальная величина отклонения формы зависит от точности изготовления базовой (наружной) поверхности цилиндра и величины зазора между этой поверхностью и пружинами зажимного приспособления.

Литература

1. <http://agrodetal.in.ua/a186383-vazhno.html>.
2. Хонингование. Справ. пособ. Под общ. ред. С.И. Куликова. — М.: Машиностроение, 1973. — 168 с.
3. Прогрессивные методы хонингования / С.И. Куликов, Ф.Ф. Ризванов, В.А. Романчук и др. — М.: Машиностроение, 1983. — 135 с.
4. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков: Справочник. — 7-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1979. — 303 с.

Таблица 3

Сечение	Порядок расположения шайб	Диаметр отверстия, мм							
		до закрепления		после закрепления		после обработки		после раскрепления	
		a-a	b-b	a-a	b-b	a-a	b-b	a-a	b-b
I	10°	0,37	0,36	0,33	0,32	0,39	0,39	0,43	0,43
II	15°	0,37	0,36	0,33	0,32	0,38	0,38	0,42	0,41
III	20°	0,40	0,38	0,32	0,30	0,39	0,38	0,47	0,46
I	15°	0,34	0,32	0,28	0,26	0,34	0,32	0,40	0,38
II	10°	0,34	0,33	0,29	0,28	0,34	0,32	0,39	0,37
III	20°	0,32	0,32	0,27	0,27	0,34	0,33	0,39	0,38
I	15°	0,21	0,20	0,16	0,15	0,31	0,30	0,36	0,35
II	20°	0,23	0,24	0,18	0,19	0,30	0,29	0,35	0,34
III	10°	0,27	0,28	0,24	0,25	0,30	0,29	0,33	0,32
I	20°	0,09	0,12	0,04	0,07	0,22	0,20	0,27	0,25
II	15°	0,10	0,12	0,09	0,11	0,22	0,23	0,23	0,24
III	10°	0,10	0,13	0,10	0,13	0,22	0,21	0,22	0,21



ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном



"БРИДЖСТОУН" СТРОИТ БИЗНЕС В ГАРМОНИИ С ПРИРОДОЙ

В конце июня корпорация "Бриджстоун" опубликовала доклад "Взгляд в будущее: мир в 2050 году", посвященный природоохранной деятельности компании. В документе изложены результаты её экологических мероприятий, проведенных в 2014 и первом квартале 2015 г. Также в докладе описывается стратегия действий компании на будущее — до 2050 г. и далее.

Как крупнейший в мире шинный производитель, "Бриджстоун" ведет свою деятельность с учетом глобальных проблем, стоящих перед человечеством, таких, как перенаселение, ухудшение экологической ситуации и сокращение природных ресурсов. В докладе подробно изложены успехи, достигнутые корпорацией в прошлом году в осуществлении долгосрочной экологической программы. Заметные успехи были достигнуты по трем основным направлениям: сохранение биоразнообразия, экономия природных ресурсов и снижение выбросов диоксида углерода в атмосферу. (Согласно концепции компании, под экологически чистыми и безопасными материалами понимаются материалы, которые имеются в постоянном доступе, могут использоваться в процессе деятельности компании в течение долгого времени и отличаются низкой степенью воздействия на окружающую среду и социального воздействия в течение всего срока их службы — с момента приобретения до утилизации.)

Чтобы сократить расход топлива во время движения, а следовательно, и количество вредных выбросов



в атмосферу, специалисты "Бриджстоун" стали использовать в качестве добавки к натуральной резине силику. Этот материал помимо топливной энергоэффективности обеспечивает лучшее сцепление шины с мокрой дорогой. Ранее силика не ассоциировалась с экономичностью, так как она плохо смешивалась с резиной, что, наоборот, приводило к потерям энергии во время движения. Однако совместно с корпорацией "Као", занимающейся исследованиями в области химии с 1887 г., компании "Бриджстоун" удалось создать активное вещество из растений, улучшающее качества смешивания силики.

Масахиро Ходжо, специалист отдела развития, так прокомментировал развитие нового материала: "Помимо шин "Экопия" EX20, мы планируем внедрить данную технологию в другие наши шины. Мы начнем с использования их на крупных шинах и постепенно перейдем к экспорту за рубеж. Мы продолжим дальше сотрудничать с "Као", создавая качественную продукцию и решая вместе возникающие проблемы".

Другие экологичные модели серии шин "Экопия" — EP150, EP200 и EP850 уже давно положительно зарекомендовали себя на рынке, в том числе российском. Так, в первом квартале 2015 г. в географическом сегменте, объединяющем Азиатско-Тихоокеанский регион, Средний Восток, Африку и Россию, рост продаж составил 6 %.

К 2050 г. количество автомобилей в мире увеличится до 2,4 млрд, при этом ресурсы, из которых сейчас изготавливаются автомобили и шины, — исчерпаемы. Поэтому на данный момент вопрос об их замене на возобновляемые и натуральные материалы стоит как никогда остро. Долгосрочная цель "Бриджстоун" — использование на 100 % перерабатываемых материалов. Одним из достижений в этой области стало открытие в сентябре 2014 г. в США Исследовательского центра, занимающегося разработкой новых материалов для производства шин на основе резиновой смеси из растений, в частности — гваюлы. В 2015 г. в Исследовательском центре началось производство натуральной резины из гваюлы — кустарника, произрастающего в засушливых регионах США и Мексики. Уже к началу 2020 г. "Бриджстоун" планирует начать применение гваюлы в производстве шин.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Слыжов А.В. — Роль личностного фактора иностранного руководителя в повышении эффективности управления предприятиями автомобилестроения 1

АСМ-факты 3

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Рябчинский А.И., Морозова Т.Э. — Международная регламентация пассивной безопасности транспортных средств: состояние и перспективы развития 4

Шипилевский Г.Б. — Универсальная оценка управляемости самоходных машин 9

Ахметшин А.М., Рязанцев В.А. — К синтезу системы распределения тормозных сил автомобиля 13

Гончаренко С.В., Годжаев З.А., Валеев Д.Х., Карабцев В.С. — Расчетно-экспериментальная оценка технических характеристик шин 315/60R22,5 и 315/80R22,5 моделей NF-201 и NR-201 и их эталонов для грузовых автомобилей 16

Варнавский А.Н., Журавлев В.М. — Видеорегистратор как средство автоматического предупреждения о вероятности столкновения транспортных средств 19

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Карпов А.В. — Процесс диагностирования бензинового двигателя в условиях автосервисного предприятия 23

Новосадов С.Ю., Картуков А.Г. — Анализ методов диагностирования топливной аппаратуры дизелей 25

Чмиль В.П., Чмиль Ю.В. — Система ремонтно-профилактического обслуживания с жестким звеном механизма, основанная на структурном анализе 28

Дыпченков В.С. — Методика принятия решения о ремонте или замене автомобиля после ДТП 32

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Огородов В.А. — Обеспечение заданной макрогеометрии отверстий тонкостенных цилиндров при хонинговании 34

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном 39

Главный редактор **Н. А. ПУГИН**

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский редакционный совет:

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

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русоен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*

Корректор *Сажина Л.И.*

Сдано в набор 02.06.2015. Подписано в печать 27.07.2015.

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

Отпечатано в ООО "Канцлер".

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

Оригинал-макет: ООО «Авансед солюшнз».

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

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

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

E-mail: avtoprom-atd@mail.ru

www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.