ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 4 • апрель • 2016

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.114.6

СОВРЕМЕННЫЙ АНАЛИТИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ИЗМЕРЕНИЯ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ**,
кандидаты техн. наук **Н.В. АФИНОГЕНТОВА** и **А.В. ЗАЯТРОВ**,
Е.В. ПОЛЯКОВА
Поволжский ГУ сервиса, Тольяттинский ГУ (8482. 63-71-40)

Представлены результаты разработки методико-алгоритмического комплекса измерения качества автомобилей в эксплуатации, базирующегося на данных по надёжности автомобилей и удовлетворённости потребителей качеством.

Ключевые слова: *конкурентоспособность; качество; удовлетворённость потребителей; автомобиль.*

Kozlovskiy V.N., Afinogentova N.V., Zayatrov A.V., Polykova E.V.
MODERN ANALITICAL SYSTEMS FOR MEASURING THE QUALITY CARS IN OPERATION

The results of the development of teaching complex algorithmic measurement quality vehicles in operation, based on data on the reliability of cars and customer satisfaction quality are presented.

Keywords: *competitiveness; quality; customer satisfaction; car.*

Сегодня тезис о том, что качество продукции и удовлетворённость потребителей являются самыми важными составляющими оценки конкурентоспособности предприятия, уже не требует доказательств. Он очевиден для всех. В частности, усиление конкуренции как на мировом, так и на внутреннем автомобильном рынке России, которое мы наблюдаем последнее десятилетие, — наглядное тому свидетельство. И другого пути для производителей, кроме пути повышения удовлетворённости потребителей качеством автомобилей, просто нет. Отсюда важный практический вывод: чтобы успешно решить эту проблему, необходимо совершенствовать методико-алгоритмический аппарат измерения качества автомобилей в эксплуатации, исходя из существующего и перспективного уровней технологии сбора и обработки аналитической информации.

К сожалению, все эти истины, которые, как говорится, лежат на поверхности, в России мало кто замечает. Для многих российских предприятий статистика отказов продукции в гарантийный период эксплуатации как была, так и остаётся единственной доминантой в вопросах планирования качества. Поэтому говорить об эффективности процесса стратегического развития их конкурентоспособности, да и о полноценной реализации одного из основополагающего принципа менеджмента качества — ориентации на потребителей, приходится очень осторожно. Но нужно. И начинать такой разговор следует, по мнению авторов, с того, как в мире понимают термин "повышение эффективности аналитических процессов измерения качества в автомобилестроении" сегодня. И здесь никаких секретов нет. Суть этого термина заключается в реализации алгоритмов комплексной оценки удовлетворённости потребителей качеством изделий, которая базируется на процессах сбора и обработки информации, поступающей из всех существующих в настоящее время её источников — корпоративных электронных баз данных по отказам автомобилей, регистрируемым на предприятиях фирменного автосервиса (гарантийная база); электронных баз данных по обратной связи с потребителем, в том числе и по "горячим" линиям; данных анкетирования потребителей по вопросам их удовлетворённости продукцией и услугами (база по удовлетворённости); данных специализированных Интернет-форумов и клубов любителей автомобильной техники и средств массовой информации.

Исследование комплексной оценки удовлетворённости потребителей состоит из двух основных этапов. Первый из них сводится к количественной оценке степени сходимости между показателями качества и удовлетворённости по трём базам данных — гарантийной, по удовлетворённости и по обратной связи с потребителями. Что же касается информации из СМИ и сети Интернет, то её объём не всегда достаточен для количественной оценки. Поэтому она играет чаще всего роль инструмента, дополнительно подтверждающего выводы, сделанные на основе трёх предыдущих баз данных.

Второй этап связан с проведением перекрёстного (качественного) анализа полученных показателей. Он заключается в объединении результатов, полученных из всех информационных источников, и рассмотрении позиций качества по каждому информационному каналу.

Такова, если коротко, методика. Технологию её применения рассмотрим на примере одной из самых популярных в России марок легковых автомобилей — ВАЗ.

Связи между электронными базами, содержащими данные по этим автомобилей за 2013 г., проанализируем с помощью коэффициента r корреляции Пирсона, который рассчитывается по следующей формуле:

$$r = \frac{N\sum_{i=1}^{N}(K_i E_i) - \sum_{i=1}^{N} K_1 \sum_{i=1}^{N} E_i}{\sqrt{\left(N\sum_{i=1}^{N} K_i^2 - \left(\sum_{i=1}^{N} K_i\right)^2\right)\cdot\left(N\sum_{i=1}^{N} E_i^2 - \left(\sum_{i=1}^{N} E_i\right)^2\right)}},$$

где N — число позиций в исследуемом массиве систем автомобиля; K_i — значение индекса качества (уровень отказов, зафиксированных в гарантийной базе данных); E_i — значение индекса удовлетворённости (уровень жалоб, относящихся к качеству, который зафиксирован в базе данных обратной связи с потребителями и в базе данных по результатам анкетирования потребителей). В результате получают данные для расчёта коэффициентов r корреляции, приведённые в табл. 1 для основных систем автомобиля.

Вошедшие в неё значения коэффициентов превышают критические при вероятности ошибки менее 5 %. Это позволяет признать полученные показатели статистически значимыми и свидетельствующими о наличии взаимосвязи между разнородными источниками информации. При этом, как видно из этой таблицы, самые низкие значения коэффициента r наблюдаются между показателями гарантийной базы данных и базы данных по удовлетворённости. Объяснить это можно следующим.

Во-первых, не по всем проблемам, по которым высказывались владельцы автомобилей, в гарантийной базе есть соответствующий кодификатор неисправности или отказа. Во-вторых, в этой базе отсутствуют позиции, относящиеся к расходным материалам (свечи зажигания, лампы и т.п.). В-третьих, число проанкетированных владельцев, даже с учётом превышения минимального порога опрошенных для получения достоверных источников, существенно ниже числа проанализированных записей за тот же период времени. В-четвёртых, необходимо учитывать, что в базу удовлетворённости помимо непосредственно отказов и поломок техники вошли также и те позиции, которые отражают удовлетворение владельца качеством её функционирования с точки зрения его собственных ожиданий, которые могут быть удовлетворены не в полной мере. В-пятых, часть проблем, не связанная с серьёзным нарушением работоспособности автомобиля (например, при возникновении блокирующих отказов) или влекущая незначительные затраты, может быть устранена владельцем самостоятельно, без обращения в официальное предприятие сервисно-сбытовой сети. Естественно, что такой информации в гарантийной базе данных быть не может.

Таблица 1

База данных	Коэффициент корреляции, r, %, по базе данных		
	гарантийной	удовлетворенности	обратной связи
Гарантийная	—	0,718	—
По удовлетворенности	—		0,821
По обратной связи	0,937	—	

Коэффициент корреляции между базами данных по удовлетворённости и обратной связи, как видим из той же таблицы, значительно выше. Это говорит о том, что данные, формируемые на основе отзывов потребителей, тесно связаны между собой. Но самое высокое значение имеет коэффициент для показателя, отражающего связь между данными гарантийной базы и базы обратной связи с потребителями. Причина этого также понятна: общей чертой обоих информационных каналов является значительно большее число обращений, отзывов, записей об отказах, следовательно, значительно ярче демонстрируется весь спектр проблем, возникших у потребителей в период эксплуатации транспортного средства.

Сопоставление данных, полученных из разных информационных источников, возможно не только с помощью количественной оценки с использованием корреляции. Можно также воспользоваться и так называемым перекрёстным методом анализа данных. То есть задействовать второй этап комплексной оценки удовлетворённости потребителей качеством продукции.

Данное направление сводится не к количественному, а к качественному анализу, основанному на сопоставлении позиций, занимаемых анализируемым объектом в рейтинге отказов, удовлетворённости в каждой из баз данных. И такой анализ не только возможен, но и необходим. Дело в том, что количественные характеристики не всегда отражают имеющуюся связь, что вызвано в том числе и перечисленными выше причинами, связанными с принятыми ограничениями при формировании баз данных. Предлагаемый авторами подход как раз и дополняет количественные методы анализа.

Теперь, собственно, о технологии анализа проблем качества и надёжности автомобиля.

Перед началом анализа каждой системе автомобиля присваивается порядковый номер. Затем обобщённые данные, представляющие собой массив позиций каждой из этих систем по трем базам данных (гарантийной по отказам, удовлетворённости и обратной связи), сводятся в таблицу (табл. 2). Далее вычисляется усреднённая позиция каждой из систем по трём информационным каналам и вычисляется разброс, т.е. максимальная разница между позициями каждой из систем в рейтинге.

В дополнение к данным, представленным в табл. 2, не стоит пренебрегать и наиболее важными проблемами, волнующими потребителей по результатам анализа СМИ и сети Интернет. Пример такой информации приведён в табл. 3, в которой символ "+" означает, что потребители часто сталкиваются с указанной проблемой.

Проанализируем данные, представленные в табл. 2 и 3. Как из них видно, явным лидером по числу отказов и возникших проблем является система электрооборудования, которая стабильно занимает первую позицию по всем проанализированным информационным каналам. Далее идут двигатель, кузов, подвеска

и коробка передач. Расположение всех этих систем практически не изменяется при переходе к анализу по различным информационным источникам, о стабильности занимаемых ими позиций также свидетельствует и небольшое значение размаха занимаемых положений в каждом из них. Кроме того, нельзя не отметить и тот факт, что подобная ситуация справедлива не только для систем автомобиля, возглавляющих рейтинг, но также и для других систем и агрегатов, например, для системы выпуска отработавших газов, рулевого механизма и т.д.

Таким образом, можно с уверенностью констатировать, что результаты проведённого исследования по совместной оценке качества и надёжности автомобиля вполне правдоподобны, а технология их получения заслуживает право на дальнейшее совершенствование и активное внедрение методики в работу аналитических служб качества автопроизводителей.

Убедившись в эффективности совместного рассмотрения различных информационных источников с точки зрения анализа качества продукции и удовлетворённости потребителей, т.е. эффективности первого этапа, проведём перекрестный анализ проблем компонентной базы автомобиля применительно к системе электрооборудования.

Таблица 2

Система автомобиля	Положение системы в рейтинге баз данных			Средняя позиция	Размах положений
	гарантийной	удовлетворенности	обратной связи		
Система электрооборудования	1	1	1	1	0
Двигатель внутреннего сгорания	2	4	2	2	2
Кузов	4	2	3	3	2
Подвеска	3	5	4	4	2
Коробка передач	5	3	5	4	2
Отопления салона	12	9	6	9	6
Топливная	14	13	7	11	7
Рулевой механизм	9	10	8	9	2
Ступица	7	14	9	10	7
Охлаждение ДВС	8	6	10	8	4
Тормозная	11	8	11	10	3
Выпуска отработавших газов	13	12	12	12	1
Сцепления	10	7	13	10	6
Трансмиссия	6	11	14	10	8

Таблица 3

Система автомобиля	Отзыв в СМИ	Упоминание в сети Интернет
Электрооборудования	+	+
ДВС		+
Кузов	+	+
Подвеска	+	+
Коробка передач	–	+
Рулевой механизм	–	+
Тормозная	+	–

Таблица 4

Элемент электрооборудования	База данных				
	гарантийная	удовлетворённости	обратной связи	СМИ	Интернет
Лампы	–	1	2	+	+
Электростеклоподъёмник	3	2	9		+
Генераторная установка	2	3	8	+	+
Регулятор холостого хода	6	6	–		+
Усилитель рулевого управления	1	7	4	–	+
Двигатель вентилятора отопителя	4	8	–	–	–

На первом этапе анализа было установлено, что самыми ненадёжными элементами этой системы являются лампы, стеклоподъёмник, генератор, регулятор холостого хода ДВС, усилитель рулевого управления и двигатель вентилятора отопителя салона. Вершину отрицательного рейтинга занимают лампы, которые чаще всего выходят из строя. Однако этот факт никак не отражается в гарантийной базе данных, поскольку автопроизводитель относит их к расходным материалам. Отдельного внимания требует то, что практически все позиции, которые удалось выделить из совокупного анализа, занимают (табл. 4) устройства, имеющие в своём составе электромеханические преобразователи, что позволяет выделить эту группу устройств как ключевую и формирующую общий рейтинг системы электрооборудования. Причём большие расхождения между занимаемыми позициями не стоит рассматривать как отсутствие взаимосвязи среди выделенных устройств. Зачастую это связано с особенностями формирования каждого из информационных массивов данных. Однако совместное рассмотрение информации позволяет уйти от большинства недостатков, присущих каждому информационному источнику в отдельности.

Главным результатом реализации комплексной оценки удовлетворённости потребителей является формирование принципиально нового подхода к организации процесса мониторинга и вскрытия ключевых проблем качества и удовлетворённости потребителей. За счёт наполнения банка данных аналитической информацией из разных источников, появляется возможность с достаточно высоким уровнем сходимости исследовать качество с разных сторон: с точки зрения надёжности, удовлетворённости, информационной обеспеченности. Этот инструмент позволяет автопроизводителю быстро и точно реагировать на изменяющиеся базовые требования потребительского рынка, относящиеся, например, к надёжности, комфорту, дизайну. Главное, что комплексный анализ позволяет расширять границы перспективного планирования качества продукции.

Статья выполнена в рамках работы над грантом Президента РФ по поддержке молодых учёных — докторов наук на 2014—2015 гг., МД-2782.2014.8.

В Смоленске завершились испытания троллейбуса "Тролза" нового поколения — мод. 5265 "Мегаполис" с функцией автономного хода, позволяющей троллейбусу передвигаться по городским улицам на энергии аккумуляторных батарей без использования контактной сети. Испытания "Мегаполиса" проходили здесь с середины декабря 2015 года на маршруте протяжённостью 12,5 км. Пробег составил 4 тыс. км, из которых 1800 км — автономным ходом на литий-ионных батареях. Температура окружающего воздуха в период испытаний составляла до −20 °С. Троллейбусы с функцией автономного хода позволяют создавать новые экологически чистые маршруты общественного транспорта, сэкономив на строительстве дорогостоящей инфраструктуры (подстанции, контактная сеть, столбы) десятки миллионов бюджетных рублей.

ЗАО "Тролза" — единственное в России предприятие, производящее серийно подобную технику. В 2014—2015 гг. "Тролза" уже поставила троллейбусы с автономным ходом в Тулу (16 единиц), Нальчик (10), а также в аргентинский город Кордова (2). Уже заключено несколько контрактов на поставку в 2016 г. 29 троллейбусов с автономным ходом в города России. В ближайшее время такие троллейбусы будут переданы на опытную эксплуатацию в Белгород, Тамбов, Самару.

*

Проект "Группы ГАЗ" по организации производства цельнометаллических фургонов "ГАЗель Нэкст" признан "Инвестпроектом 2015 года" в Нижегородской области. С запуском этой модели "Группа ГАЗ" вышла в сегмент фургонов с объёмом кузова более 13 м^3, в котором ранее на российском рынке были представлены только иностранные производители. Для подготовки к выпуску модели на ГАЗе была проведена масштабная модернизация производства. Инвестиции в проект составляют около 9 млрд руб.

*

ПАО "АвтоКрАЗ" показало на киевской выставке строительной, дорожной, горной и специальной техники, оборудования и технологий "СтройТех 2016" два новых бескапотных самосвала. Это новый четырёхосный КрАЗ-7133С4 (колёсной формулы 8×4) и среднетоннажный двухосный КрАЗ-5401С2 (4×2). Машины вызвали большой интерес потенциальных потребителей соответственно из горной отрасти и городского коммунального хозяйства По возвращени с выставки на завод самосвалы отправились на лабораторные испытания.

*

На Ульяновском автомобильном заводе началось производство классических коммерческих автомобилей 2016-го модельного года. Теперь автомобили оснащаются новыми эргономичными сиденьями, которые регулируются в продольном направлении и позволяют обеспечить удобную посадку водителю любого телосложения. Помимо этого, в автомобилях представлена ещё одна опция — подогрев передних сидений. Улучшена шумоизоляция двигателя и шумо-виброизоляции кузова. В ряде модификаций коммерческой линейки для пассажиров заднего ряда установлен дополнительный отопитель салона с отдельным вентилятором, который позволяет поддерживать равномерную комфортную температуру. В поле зрения водителя установлена единая информативная комбинация приборов, изменена схема расположения кнопок. На бортовых версиях коммерческой линейки УАЗ установлено новое рулевое колесо с многофункциональными подрулевыми переключателями. Коммерческие автомобили УАЗ стали более надёжными за счёт усиления рамы и кронштейнов кузова.

Простота конструкции, высокая проходимость и ремонтопригодность — отличительные черты легких коммерческих автомобилей УАЗ, которые пользуются стабильным спросом и востребованы в самых разных уголках нашей страны и за её пределами. В 2015 г. доля УАЗа на рынке коммерческих автомобилей России выросла до 21,5 %.

*

Специалисты ОАО "БелАЗ" работают над внедрением многофункциональной системы диагностики карьерных самосвалов. Система представляет собой комплекс распределённых модулей управления, связанных в единую информационную сеть. Благодаря такому подходу происходит объединение различных бортовых систем управления в едином информационном пространстве самосвала, что позволяет осуществлять их диагностику и управление через интерфейс, расположенный в кабине оператора. Сегодня два карьерных самосвала серии БелАЗ-7513 с МСД проходят испытания в условиях Качканарского ГОКа.

*

УДК 621.43.056

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВС ЗА СЧЁТ ДОБАВЛЕНИЯ ВОДЫ

Канд. техн. наук **К.В. АЛТУНИН**
КНИТУ имени А.Н. Туполева (КАИ) (927. 036-10-88)

Рассматривается проблема повышения мощности и улучшения экологичности ДВС при подаче воды в его цилиндры.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, мощность, впрыск воды, водно-топливная эмульсия.*

Altunin K.V.

WAYS OF INCREASE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE EFFICIENCY BASED UPON WATER ADDITION

The problem of power increase and improvement of ecological characteristics of internal combustion engines with water supply in its cylinders is considered.

Keywords: *internal combustion engine, power, water injection, water-fuel emulsion.*

То, что подача воды в цилиндры ДВС, т.е. разбавление ею топливовоздушной смеси, существенно улучшает их характеристики, теория предсказала, а практика подтвердила ещё в первой половине прошлого века. Например, в СССР в предвоенные годы тракторные двигатели пытались оснащать системами впрыска воды и получили неплохие результаты: такая система повышала мощность и экономичность тракторов в среднем на 10 %. Однако дальнейшего распространения данный метод не получил: система оказалась сложной в эксплуатации — в трубке подвода воды во впускной коллектор очень быстро образовывалась накипь. С 1941 г. впрыск воды стали применять на поршневых авиационных двигателях как эффективное средство внутреннего охлаждения и форсирования, были получены отличные результаты, так взлётная мощность при добавлении воды повышалась до 30 %.

Примерно та же картина была и за рубежом: производители авиационных поршневых ДВС, используя впрыск воды для обеднения топливовоздушной смеси, сумели сократить расход топлива на режимах максимальной мощности на 20...25 %. Кроме того, этот метод позволил повысить степень сжатия ДВС, а значит, и литровую мощность без ужесточения требований к детонационной стойкости топлива.

Исследования, проводившиеся как в военные, так и послевоенные годы, выявили также многие другие достоинства метода. Так, оказалось, что нагарообразование в ДВС, работавших длительное время на низкооктановых бензинах с впрыском воды, меньше, чем при их работе на бензинах высокооктановых, но без впрыска воды. Причём нагар со стенок камеры сгорания удаляла самая обычная вода: при наиболее оптимальной её подаче в виде струи точно в определённое время и в определённое место. К тому же, при впрыске воды на режимах повышенных нагрузок и температур двигателя нет характерных для этих режимов газовой коррозии и повышенного износа деталей двигателя и прежде всего — деталей КШМ, воспринимающих ударные нагрузки. Впрыск воды существенно снижает и содержание нормируемых вредных веществ в отработавших газах.

Со временем выявилось и многое другое. Однако утверждать, что все потенциальные возможности подачи воды в ДВС уже реализованы, оснований нет. Об этом говорит непрекращающийся поток предложений по совершенствованию этого метода.

Простейшее из таких предложений показано на рис. 1. Его суть — подача воды непосредственно в смесительную камеру карбюратора, а достоинство — регулирование подачи воды так же, как и бензина, т.е. в зависимости от режима работы ДВС.

Большой практический интерес представляют результаты исследования влияния впрыска воды на октановое число бензина. Они показали, что этот метод позволяет решить ту же задачу, что и антидетонационные присадки и, кроме того, снизить содержание оксидов азота в отработавших газах.

Не менее интересны и результаты исследования шеститактного цикла ДВС, который более эффективен с точки зрения энергетики, чем традиционный четырёхтактный цикл. Дело в том, что в обычном ДВС значительное количество энергии, содержащейся в бензине, уходит в атмосферу вместе с отработавшими газами. Поэтому появилась и была реализована идея добавить к четырём тактам (впуск, сжатие, расширение и выхлоп) два дополнительных — сжатие части неудалившихся отработавших газов с впрыском в них воды и расширение полученной смеси. Для этого выпус-

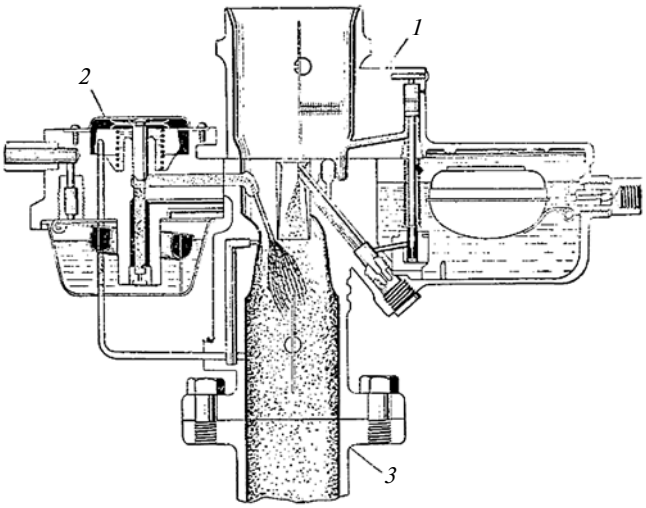


Рис. 1. Схема ввода воды в смесительную полость карбюратора ДВС:
1 — карбюратор; *2* — прибор впрыска воды; *3* — впускная труба

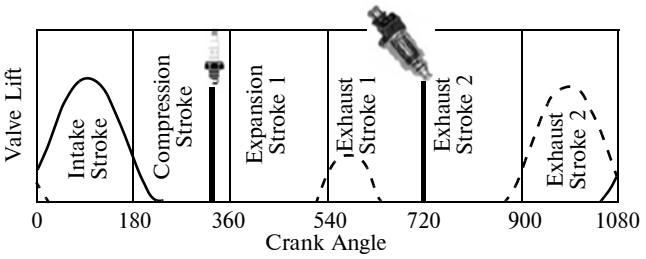


Рис. 2. Схема шести тактов ДВС

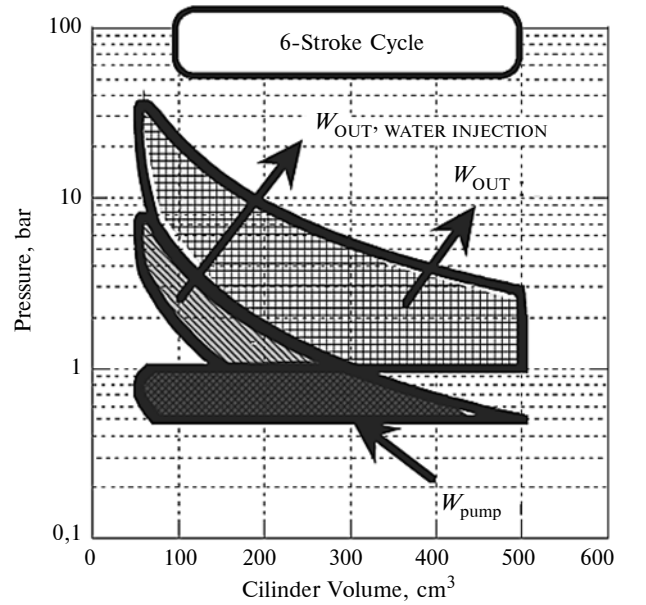


Рис. 3. Диаграмма "давление—объём" для ДВС с шестью тактами:
W_{out} water injection — работа от впрыска воды; W_{out} — работа на выходе; W_{pump} — работа насоса

кной клапан цилиндра на такте "впуск" закрывается чуть раньше, чем обычно, т.е. вблизи ВМТ. В этот момент в цилиндр впрыскивается вода, которая за счёт энергии отработавших газов испаряется, и давление в цилиндре повышается. Это дополнительное давление превращает цикл "выхлоп" в цикл "расширение", выполняющий значительную полезную работу. Затем водогазовая смесь, как обычно, выбрасывается в окружающую среду (модифицированная последовательность тактов показана на рис. 2, а соответствующая индикаторная диаграмма — на рис. 3).

Как видно, дополнительные такты двигателя дают работу без дополнительного топлива, повышая эффективность использования топлива. Однако ради справедливости надо отметить, что шеститактовый цикл известен уже давно. Например, одним из первых его описал Дайер [2], а затем его рассматривали в своих работах и многие другие исследователи.

Ещё одно предложение — впрыск в цилиндр различных (0,1; 0,15; 0,2; 0,25 и 0,3 г) количеств воды, нагретой до 373 К (100 °С). В качестве объекта был взят ДВС, у которого диаметр цилиндра составлял 86 мм, ход поршня — 86 мм, степень сжатия — 9,2, а длина шатуна — 147 мм. Такая температура была выбрана из следующих соображений: расчёты показали, что значение среднего эффективного давления p_e падает на 40 %, при впрыске воды нормальной (298 К или 25 °С) температуры, а при температуре воды 448 К (175 °С), наоборот, оно на те же 40 % выше. Если же температура воды будет 373 К (100 °С), то p_e практически не меняется [3]. Впрыскиваемая вода забиралась из радиатора двигателя и нагревалась до нужной температуры в теплообменном аппарате. В итоге оказалось, что при шеститактном цикле происходит возврат энергии и от радиатора двигателя, и от отработавших газов, т.е. эффективность использования топлива повышается ещё больше.

В конце 1980-х годов исследования впрыска воды проводились в Казанском авиационном институте и результаты оказались более чем оптимистичными, что подтверждается патентом на изобретение. Новизна предложения специалистов КАИ состоит в том, что реализовать двухэтапный процесс сгорания может плунжерный насос (рис. 4), который установлен в головке цилиндра, работает под воздействием максимального рабочего давления в цилиндре и не требует каких-либо механизмов синхронизации и сложных электронных автоматических систем. Такое устройство работает следующим образом.

Поршень *3* насоса перемещается под действием давления продуктов сгорания и передаёт движение на плунжер *4*, имеющий ступенчатую форму. Этот плунжер воздействует на воду в плунжерной камере *8*, в которую она через входной канал *6* и подводящий

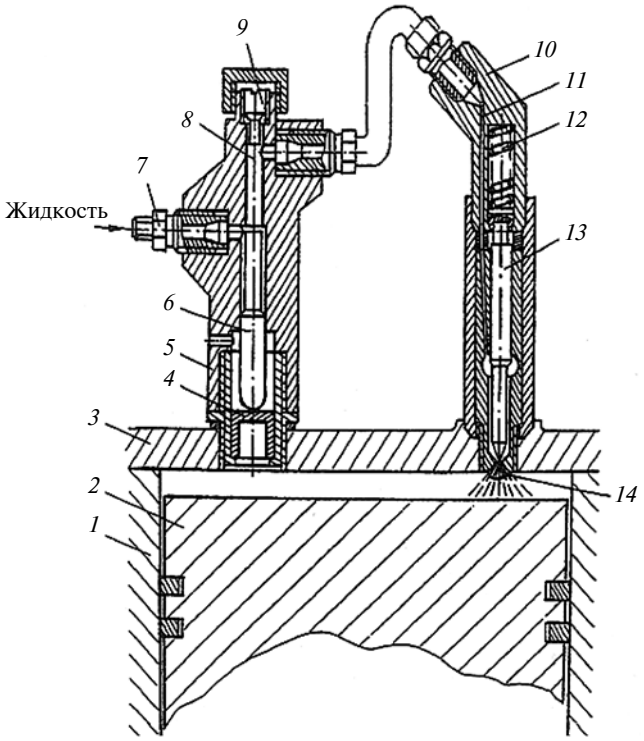


Рис. 4. ДВС с впрыском воды:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — головка цилиндра; *4* — поршень насоса; *5* — корпус насоса; *6* — плунжер насоса; *7* — штуцер подвода воды; *8* — плунжерная камера; *9* — регулировочный винт; *10* — форсунка; *11* — канал подвода воды в накопительную камеру запорной иглы форсунки; *12* — пружина; *13* — запорная игла; *14* — отверстие впрыска

штуцер *7* поступает под небольшим (0,1...0,2 МПа, или 1...2 кг/см^2) давлением (исходный объём плунжерной камеры регулируется с помощью регулировочного винта *9*, который ограничивает движение плунжера *4*). Под действием поршня *4* плунжер *6* давит на объём воды своим малым диаметром и через соединительную трубку вытесняет её в подводящий канал *11* форсунки *10*, откуда она попадает в накопительную камеру запорной иглы. Её давление воздействует на запирающую иглу *13* и пружину *12*, которая рассчитана на давление, равное давлению газов в камере сгорания в момент, когда поршень *2* находится в ВМТ (максимальное давление). Под действием давления воды запирающая игла *13* смещается вверх, сжимая пружину *12*, и открывает отверстие *14* впрыска, через которое вода на обратном ходе поршня *2* выбрасывается в рабочую полость цилиндра *1*. Когда поршень *2* находится в НМТ, т.е. когда над поршнем *2* образуется максимальное разрежение, поршень *4* под действием плунжера *6*, на который действует избыточное давление воды, поступающей из входного канала через штуцер *7*, возвращается в своё нижнее положение. Поступающая из входного канала вода заполняет плунжерную камеру *8*, а пружина *12* возвращает запорную иглу *13* форсунки в исходное положение, т.е. перекрывает отверстие *14* впрыска.

В дальнейшем этот процесс повторяется с частотой, соответствующей частоте повторений рабочего такта. Регулировочный винт *9* может быть соединён с акселератором и менять свое положение, а значит, объём плунжерной камеры, в зависимости от режима работы двигателя.

Правильно рассчитанный момент впрыска воды позволяет осуществлять наиболее полное дожигание остатков топлива в цилиндре, снизить температуру газов за счёт затраты теплоты на испарение воды, способствует очищению стенки камеры сгорания от нагара. Кроме того, он снижает количество вредных продуктов сгорания в отработавших газах, поскольку вода уменьшает температуру в цилиндре.

Принципиально область применения рассматриваемого способа и такой конструкции не ограничена. Другими словами, разработанное в КАИ устройство выгоднее всего применять на мощных автотракторных, тепловозных, судовых и других дизелях гражданского и военного назначения в условиях ограниченности дозаправок топливом (дальние и сверхдальние рейсы).

Одним из перспективных способов обеспечения малотоксичного сжигания традиционных топлив с улучшением (или без ухудшения) топливной экономичности дизелей является также применение водно-топливных эмульсий. Например, исследования показали [4], что добавление 10 % воды в бензин снижает выбросы оксидов углерода на 10...20 %. Такие эмульсии представляют собой системы несмешивающихся жидкостей, где вода в виде мельчайших капель располагается внутри топлива (чтобы предотвратить расслоение этих жидкостей, в смесь приходится добавлять эмульгатор). При этом все физические свойства такого топлива, кроме его вязкости, изменяются по закону смеси, т.е. в зависимости только от содержания воды: его вязкость с увеличением объёмного содержания воды возрастает до 63,7 % (это фаза "вода внутри топлива"). Затем наступает фаза "топливо внутри воды" и вязкость смеси уменьшается.

В критических условиях перегрева воды, характерных для камеры сгорания дизеля (773...923 К, или 500—650 °С и 60 кгс/см^2), и в момент начала впрыскивания водно-топливной эмульсии вода превращается в пар за счёт кипения, а дизельное топливо — за счёт испарения, поэтому вода завершает фазовое превращение быстрее, чем чистое дизельное топливо. В результате продолжения теплообмена объём капель воды, превратившихся в пар, увеличивается, и когда их давление превысит поверхностное натяжение топлива, последнее начинает делиться на мелкие частицы. В итоге площадь их поверхности испарения возрастает, что увеличивает скорость испарения. Эти дробления водно-топливных эмульсий называют процессом "микровзрыва", а рост испарения в результате дробления дизельного топлива — "вторичным испарением". Еще одной причиной дробления капель эмульсии является разрушение струи эмульсии вследствие её упругого удара о стенку камеры сгорания.

Основным фактором, определяющим воздействие на рабочий процесс ДВС в случае применения воды вообще и водно-топливных эмульсий в частности, всегда считалось соотношение "вода/топливо". Однако работа с водно-топливными эмульсиями показывает, что воспроизводимость результатов влияния эмульсий на мощностно-экономические и экологические характеристики двигателей при одних и тех же отношениях "вода/топливо" оказывается очень низкой. Это указывает на наличие какого-то неизвестного фактора (или факторов), который воздействует на рабочий процесс. Ключом к решению данной проблемы является, по мнению автора, структура эмульсии, т.е. характер распределения среднего размера капель воды в топливе и степень однородности этого распределения по размерам. Первое определяет площадь контакта воды и топлива и интенсивность испарения воды при нагреве, иначе говоря, влияет на такие процессы в камере сгорания дизеля, как макросмешение эмульсии с окислителем и термохимические показатели процесса ее горения, а второе обусловливает степень однородности эмульсии и оказывает влияние на её физические параметры.

Так, при горении эмульсий на базе тяжёлых топлив получается, что чем мельче размер капель воды, тем меньшее её количество необходимо для получения одинакового эффекта по снижению эмиссии сажи [5]. То есть управление структурой эмульсии позволяет получать её варианты с заранее заданным составом и, соответственно, обеспечивать стабильность и воспроизводимость результатов их применения. Причём это зависит, в первую очередь, от технологии приготовления эмульсии. Например, опыт свидетельствует, что при получении их традиционными способами (с помощью гомогенизаторов, ультразвуковых устройств или других механических методов) обеспечивать стабильность структуры эмульсий не удаётся. Выход — в применении метода мембранного эмульгирования,

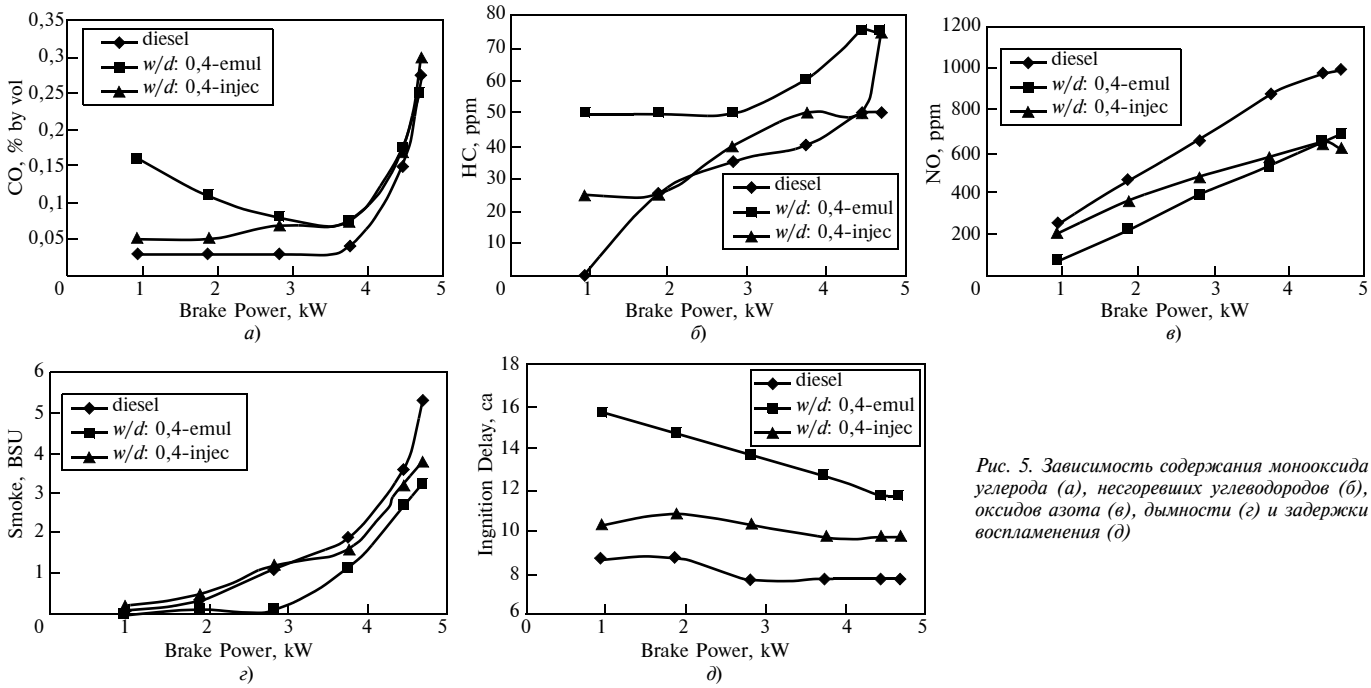


Рис. 5. Зависимость содержания монооксида углерода (а), несгоревших углеводородов (б), оксидов азота (в), дымности (г) и задержки воспламенения (д)

принцип работы которого заключается в том, что вода (как дисперсная фаза) перемещается под невысоким (но большим капиллярного) давлением через мембрану с порами размером в несколько микрометров. В результате образуются капли, которые в дальнейшем смываются с её поверхности потоком топлива за счёт силы вязкого трения.

Таким образом, подбирая мембраны по размерам пор, можно обеспечить любую нужную структуру эмульсии. В том числе и обеспечивающую высокую стабильность распределения капель по размерам.

Экспериментальные исследования влияния впрыска воды и добавления водно-топливной эмульсии при одном и том же соотношении "вода/дизельное топливо" дали очень интересные результаты: они по-разному влияют на характеристики ДВС.

Так, если рассмотреть рис. 5, *а*, на котором приведены кривые, характеризующие содержание монооксида углерода в отработавших газах дизеля, то получается, что при малых значениях мощности (<3 кВт) более предпочтителен впрыск воды, чем эмульсии. Та же картина и с несгоревшими углеводородами (рис. 5, *б*) и с оксидами азота (рис. 5, *в*). Однако эмульсия более предпочтительна с точки зрения дымности отработавших газов (рис. 5, *г*).

Что же касается задержки воспламенения от действия добавления эмульсии, то эмульсия влияет на неё сильнее, чем вода (рис. 5, *д*). Её добавление позволяет достичь больших значений "пикового" давления. Значения же максимальной скорости прироста давления (МПа/°С) от действия добавления эмульсии и впрыска воды на малых нагрузках примерно одинаковы, а на больших (>3 кВт) добавление эмульсии позволяет повысить максимальную скорость прироста давления.

Если говорить в целом, то анализ научных публикаций и патентно-лицензионной литературы позволяет сделать следующие выводы.

Впрыск воды в автомобильные ДВС позволяет устранять детонацию и преждевременное воспламенение топлива, подаваемого в цилиндры, следовательно, применять бензин с меньшим, чем при отсутствии впрыска, октановым числом, а также уменьшить расход топлива за счёт использования более раннего (или наивыгоднейшего) зажигания и более бедной рабочей смеси; повышать их литровую мощность и экономичность за счёт форсирования (повышения степени сжатия, наддува); устранять их перегрев при эксплуатации в жарких климатических условиях или при длительной работе на тяжёлых режимах; увеличивать до 30 % крутящий момент; уменьшать расход топлива на 20 % в городском цикле и 30 % — в загородном режиме; повышать компрессию и ресурс, снижать ударные нагрузки на элементы КШМ; увеличивать межсервисный пробег в 1,5 раза; снижать выбросы некоторых вредных веществ.

Увеличение концентрации воды в смеси "топливо—вода" снижает температуру сгорания смеси, а значит, и содержание оксидов азота в отработавших газах, а комбинация рециркуляции отработавших газов и впрыска воды уменьшают выбросы оксидов азота на 40...50 %.

Шеститактный двигатель эффективен и экономичен, причём при увеличении расхода воды повышается среднее эффективное давление в цилиндре ДВС.

Впрыск воды актуален при работе ДВС не только на углеводородном топливе, но и на водороде: он снижает вероятность возникновения теплового удара.

Масса сажи в отработавших газах снижается при подаче в ДВС как раствора перекиси водорода, так и чистой воды, потому что вода охлаждает топливовоздушную смесь на такте сжатия, повышает время задержки её воспламенения и интенсифицирует предварительное сгорание смеси.

Наиболее эффективным методом образования водно-топливной эмульсии следует считать метод мемб-

ранного эмульгирования: он позволяет получать эмульсию заранее заданного состава, причём с высокой степенью однородности.

Увеличение содержания воды в водно-топливных эмульсиях и уменьшение среднего размера капель воды ведёт к росту их вязкости, что необходимо учитывать при организации процессов топливоподачи и смесеобразования в ДВС с непосредственным впрыскиванием топлива.

Водно-топливные эмульсии одинакового состава по-разному влияют как на экологические, так и на экономические показатели двигателя. Всё зависит от их структуры. Например, несмотря на их одинаковую тепловую эффективность, при малых значениях мощности с точки зрения экологии всё-таки более предпочтителен впрыск воды, так как в этом случае содержание монооксида углерода оказывается меньше, чем при топливе без воды, ниже и содержание углеводородов. Эмульсия более предпочтительна с точки зрения снижения дымности отработавших газов и с точки зрения задержки воспламенения топливовоздушной смеси, и тоже имеет большое значение из-за эффекта охлаждения. Добавление эмульсии позволяет достичь больших значений пикового давления и максимальной скорости прироста давления в цилиндрах ДВС.

При добавлении водно-топливной эмульсии возможно увеличение эффективного КПД двигателя в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала.

Литература

1. Postrzednik S. Effects of the water injection into the hot charge at isochoric conditions (Note) // Energy. Volume 71, 15 July 2014. P. 17—20.
2. Dyer L.H. Internal combustion engine. United States patent 1,339,176; F02B47/02, 1920.
3. James C. Conklin, James P.Szybist. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery // Energy 35. 2010. P. 1658—1664.
4. Nicholls J.E. Inlet Manifold Water Injection for Control of Nitrogen oxides — Theory and Experiments. Trans. SAE, paper 690018, 1969.
5. Lif A., Holmberg K. Water-in-diesel emulsions and related systems // Advances in Colloid and Interface Science. — 2006. Vol. 123. — № 126. — P. 231—239.
6. Subramanian K.A. A comparison of water-diesel emulsion and timed injection of water into the intake manifold of a diesel engine for simultaneous control of NO and smoke emissions // Energy Conversion and Management 52, 2011. P. 849—857.

УДК 621.436

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТЕЙ УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ КамАЗ 820.13-400 ЗА СЧЁТ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА "ПОТОК"

Э.Б. МАЦ, д-р техн. наук **В.М. ГУРЕЕВ**, **Д.А. МАЛЫШКИН**, **А.В. ЧИННОВ**

КНИТУ имени А.Н. Туполева (КАИ) (927. 036-10-88)

Проведено численное исследование процессов двигателя с турбонаддувом автомобиля КАМАЗ на газовом топливе. Показано, что характеристики, используемого на двигателе турбокомпрессорного агрегата (ТКР), недостаточно хорошо согласуются с гидравлическими характеристиками самого двигателя. Экономическая характеристика двигателя может быть улучшена за счёт регулирования пропускной способности турбины ТКР. Показано, какова должна быть характеристика турбины, чтобы обеспечить эффективную работу двигателя во всём диапазоне рабочих частот. Удельный расход топлива уменьшается при этом на 14—26 % на разных режимах работы двигателя.

Ключевые слова: *ДВС, ТКР, моделирование процессов, программный комплекс, согласование характеристик, квазистационарный подход, характеристика компрессора, характеристика турбины, регулируемая турбина.*

Mats E.B., Gureev V.M., Malyshkin D.A., Chinnov A.V.

RESEARCH OPPORTUNITIES TO IMPROVE KamAZ 820.13-400 ENGINE PERFORMANCE BY CHANGING THE TURBOCHARGER USING THE SOFTWARE "POTOK"

It performed a numerical study of the processes of KAMAZ engine on a gas fuel with a turbo-supercharging. It is shown that the characteristics used in the engine of the turbocharger unit does not agree well with the hydraulic characteristics of the engine. Economic characteristic of the engine can be improved due to capacity of the turbine of turbocharger. It was shown what should be the characteristic of the turbine to ensure the effective operation of the motor in the entire range of operating frequencies. Specific fuel consumption is reduced in this case at 14—26 % in different modes of operation of the engine.

Keywords: *Internal gas engine (IGE), turbocharger, process modeling, software package, coordination of characteristics, quasi-stationary steady, characteristic of turbine, variable geometry turbine.*

Для обеспечения экономичности и высокой удельной мощности на современных ДВС, как известно, широко применяется турбонаддув. Дальнейшее же улучшение параметров работы двигателя с использованием турбокомпрессора может быть достигнуто двумя способами: улучшение газодинамических характеристик ТКР; согласование характеристик ТКР и двигателя.

Данная работа связана с разработкой инструмента и методики получения наилучших условий согласования характеристик ТКР с гидравлическими характеристиками двигателя заданной конфигурации.

Исследования проводились на базе сертифицированного программного комплекса "ПОТОК", предназначенного для численного моделирования термогазодинамических процессов различных энергетических установок [1]. Для адаптации комплекса к условиям моделирования двигателя внутреннего сгорания разработаны следующие модули, описывающие внутрицилиндровые процессы четырёхтактных двигателей: всасывание, сжатие, сгорание, расширение, выпуск [2—4].

Эти модули позволяют произвести расчёты соответствующих процессов в цилиндре с заданным шагом по углу поворота коленчатого вала в квазистационарной постановке. В наиболее общем случае каждый шаг расчёта, в зависимости от рассматриваемого процесса в цилиндре, состоит из следующих пяти этапов: расчёт процесса расширения (сжатия) рабочего тела, вызванного перемещением поршня в цилиндре; расчёт потерь, связанных с работой трения уплотняющих колец о поверхность цилиндра; расчёт нагрева рабочего тела в процессе сгорания топлива (в модуле сгорание) с использованием уравнения выгорания Вибе; расчёт перетеканий рабочего тела через клапаны всасывания (выпуска); расчёт нагрева (охлаждения) рабочего тела

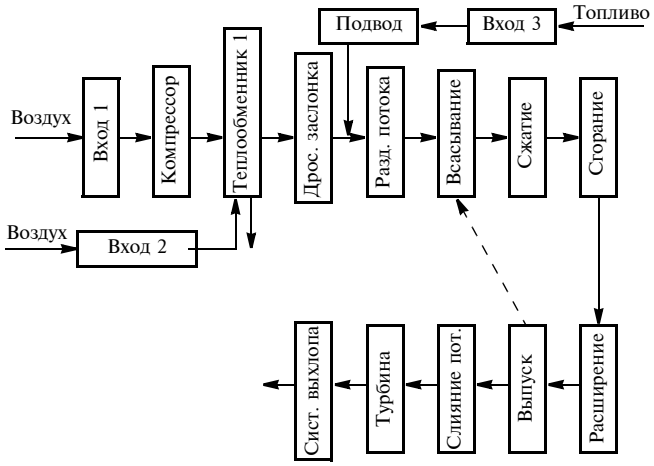


Рис. 1. Расчётная блок-схема двигателя

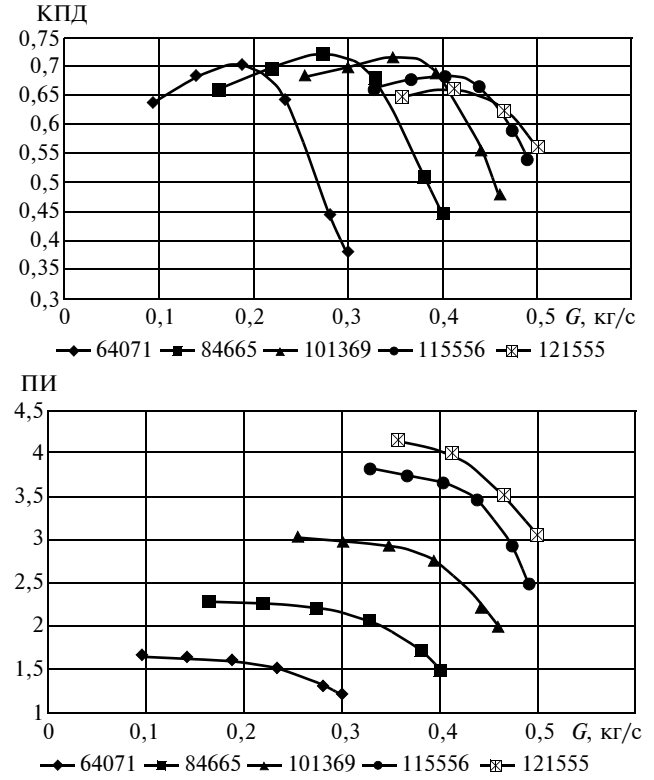


Рис. 2. Характеристика компрессора S300

от соприкосновения с поверхностями в цилиндре. Кроме указанных процессов в модуле "Сгорание" производится расчёт затраченного топлива за один цикл работы двигателя.

Расчётная блок-схема двигателя приведена на рис. 1. На вход *1* подаётся воздух, засасываемый в цилиндры, количество которого задаётся в первом приближении и в дальнейшем уточняется в процессе решения системы уравнений. На вход *2* подаётся охлаждающий воздух для теплообменника (ОНВ). На вход *3* подаётся газообразное топливо, расход которого задаётся в первом приближении и в дальнейшем уточняется. На всасывание подаётся информация о температуре, давлении и составе продуктов сгорания, остающихся в цилиндре после завершения процесса выпуска.

Процесс сжатия в компрессоре рассчитывается с использованием характеристики, приведённой на рис. 2. Эта характеристика аппроксимируется в параметрической форме, что позволяет отображать и вертикальные ветки. В качестве параметра используется величина

$$K_{PI} = \left(\frac{PI}{G} - \frac{PI}{G_{\min}}\right) \Big/ \left(\frac{PI}{G_{\max}} - \frac{PI}{G_{\min}}\right),$$

которая характеризует положение рабочей точки на ветке. При $K_{PI} = 1$ точка находится на границе помпажа, при $K_{PI} = 0$ точка на правом конце ветки.

Расчёт процесса в турбине производится с использованием характеристики представленной на рис. 3 (сплошные линии). Каждая ветка на характеристике соответствует постоянному значению параметра $kN = N/\sqrt{T}$, где N — частота вращения колеса турбины, T — температура на входе в колесо.

Верификация результатов расчёта с экспериментом производилась на основе экспериментальных данных, полученных в НТЦ ПАО "КАМАЗ" и представленных на графиках рис. 4. В отличие от общепринятых внешних скоростных характеристик ДВС, получаемых при

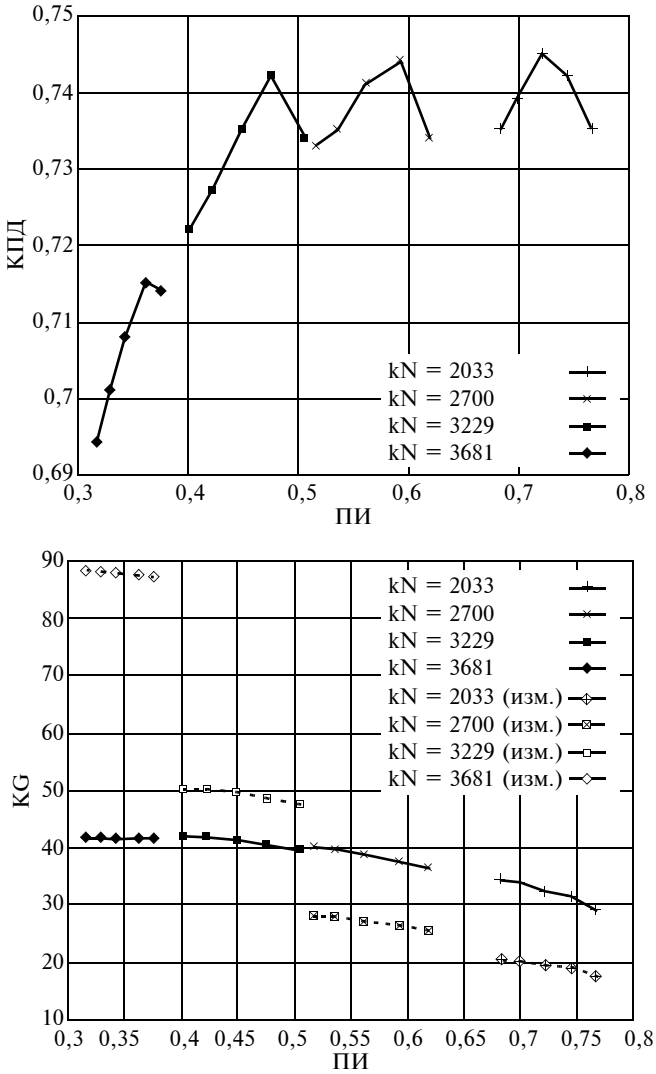


Рис. 3. Характеристика компрессора S300

полностью открытой дроссельной заслонке, на высоких оборотах приведены данные, полученные при частично закрытой заслонке.

При проведении расчётов приняты следующие режимные параметры: частота вращения коленчатого вала; расход топлива. Моделировалось и прикрытие дроссельной заслонки, величина которого снималась с графика (кривая $F_{ДР}$).

Результаты расчётов и соответствующие данные, снятые с графиков, приведены в табл. 1. Расчётная величина мощности достаточно хорошо согласуется с измерениями. Имеющиеся рассогласования, в основном, связаны с недостаточно чётким учётом гидравлических потерь в элементах тракта двигателя.

На малых оборотах двигателя турбокомпрессор развивает малые обороты — 55 210 мин$^{-1}$, а на характеристике — минимальные обороты — 64 071 мин$^{-1}$ и повышения давления в компрессоре практически не происходит, так как данные при расчёте находятся путём экстраполяции вниз и поэтому малодостоверны. При частоте вращения коленчатого вала 2200 мин$^{-1}$, наоборот, частота вращения турбокомпрессора очень высокая — превышает частоту, приведённую на характеристике, и данные находятся путём экстраполяции вверх. По-видимому, излишняя "раскрутка" турбокомпрессора привела к необходимости значительного прикрытия дроссельной заслонки при испытаниях.

Таким образом, для улучшения характеристик двигателя необходимо предпринять меры по изменению частоты вращения турбокомпрессора. Причём на высоких оборотах двигателя частоту вращения турбокомпрессора надо уменьшить, а на низких оборотах — увеличить. С этой целью была произведена серия расчётов с изменённой пропускной способностью турбины ТКР. Для частоты вращения коленчатого вала 2200 мин$^{-1}$ пропускная способность турбины увеличена примерно в 2 раза. Это привело к уменьшению частоты вращения ТКР до 110 990 мин$^{-1}$. Степень повышения давления в компрессора уменьшилась с 4,2 до значения 2,38, но за счёт полного открытия дроссельной заслонки давление перед всасывающими клапанами увеличилось от 0,212 до 0,235 МПа, что привело к

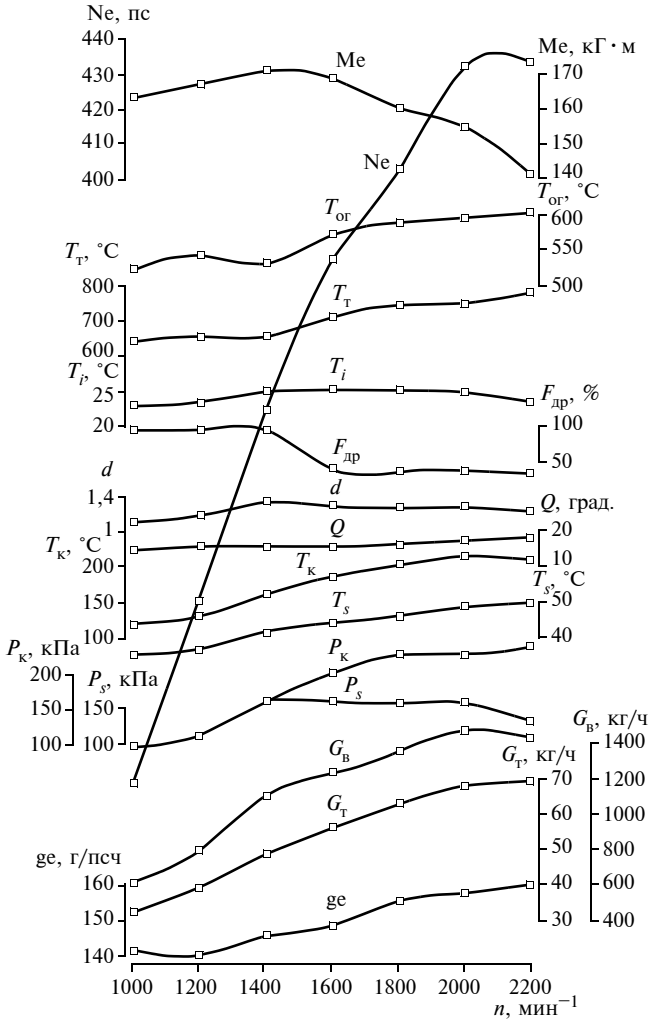


Рис. 4. Экспериментальные данные

увеличению наполнения цилиндров и росту мощности при частоте 2200 мин$^{-1}$с 297 до 337 кВт и одновременному уменьшению удельного расхода топлива с 235 до 207 г/кВт.

Дальнейшие расчёты показали, что на низких оборотах пропускную способность турбины необходимо

Таблица 1

Показатели		Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$						
		2200	2000	1800	1600	1400	1200	1000
Мощность, л.с.	Расчёт	398	432,4	427,2	399,2	396,5	319,8	173,2
	Измерен	432	432	402	374	330	273	220
Расход воздуха, кг/ч	Расчёт	1492	1396	1211	1005,5	982,8	751,7	423
	Измерен	1420	1480	1380	1220	1100	800	610
Расход газа, кг/ч	Расчёт	70	68	62	56	49	40	24
	Измерен	70	68	62	56	49	40	32
Давление за комп., МПа	Расчёт	0,42	0,406	0,366	0,3193	0,284	0,223	0,139
	Измерен	0,33	0,325	0,325	0,3	0,255	0,215	0,2
Удельный расход топлива, г/кВт	Расчёт	235	210,7	194,4	187,48	165,6	167,5	185,7
	Измерен	215	211,7	209	200	195,6	187,6	190,3
Частота вращения ТКР, мин$^{-1}$		125 370	120 950	112 910	104 250	97 485	83 300	55 210

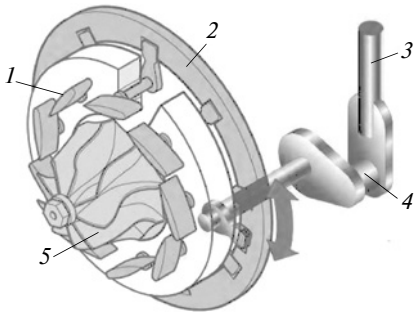


Рис. 5. Схема регулирования расхода через турбину:
1 — направляющие лопатки; *2* — кольцо; *3* — рычаг; *4* — тяга вакуумного привода; *5* — турбинное колесо

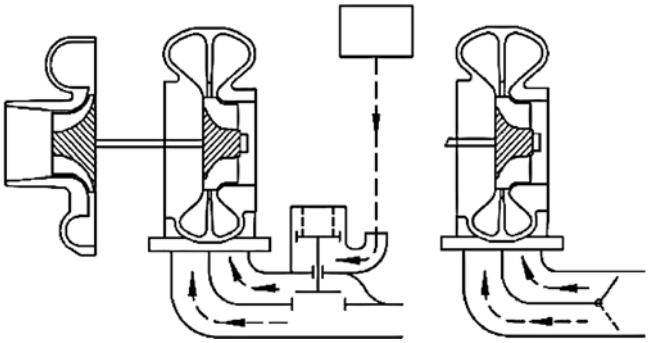


Рис. 6. Схема системы регулирования переключения подачи газа в одну или две ветви улитки турбины

уменьшать. Поэтому для частоты вращения коленчатого вала двигателя 1000 мин$^{-1}$ проведены расчёты с уменьшенной в 0,6 раза пропускной способностью турбины. При этом частота вращения ТКР возросла до величины 110 990 мин$^{-1}$, а степень повышения давления компрессора увеличилась со значения 1,39 до 1,94, что привело к увеличению мощности в 1,23 раза. Необходима также корректировка пропускной способности турбины и на промежуточных частотах вращения коленчатого вала.

Полученная в результате расчётов требуемая характеристика турбины по расходу приведена на рис. 3 штриховыми линиями. Модифицированную характеристику, конечно, невозможно получить простым изменением проточной части рабочего колеса. Наряду с увеличением пропускной способности для обеспечения качественной работы ДВС при больших частотах вращения необходимо ввести элементы регулирования, обеспечивающие существенное уменьшение пропускной способности при работе двигателя на низких частотах вращения. Одна из возможных схем регулирования с использованием входного направляющего аппарата фирмы VNT (*Variable Nozzle Turbine*) приведена на рис. 5. Другая схема регулирования пропускной способности турбины приведена на рис. 6 [5].

Основные параметры исходного двигателя и двигателя с модифицированной турбиной при полностью открытой дроссельной заслонке приведены на графиках рис. 7—14. Расчёты разных вариантов двигателя проводили практически при одинаковых расходах топлива на всех режимах внешней скоростной характеристики двигателя. Значения этих расходов приведены на графике рис. 7. Удельные расходы топлива с модифицированной турбиной (см. рис. 8) на всех режимах существенно ниже, чем у исходного двигателя. Соответственно, выходная мощность двигателя (рис. 9) на всех режимах после модификации турбины также растёт.

Модификация турбины существенно улучшила условия работы компрессора ТКР. Степень повышения давления в компрессоре на основных режимах работы двигателя понижается, а на режиме малых оборотов — повышается (рис. 10). Также понижается частота вращения ТКР на режиме больших оборотов и повышается на режиме малых оборотов двигателя (рис. 11).

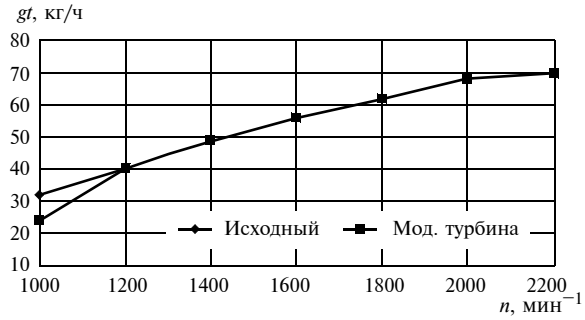


Рис. 7. Расход топлива

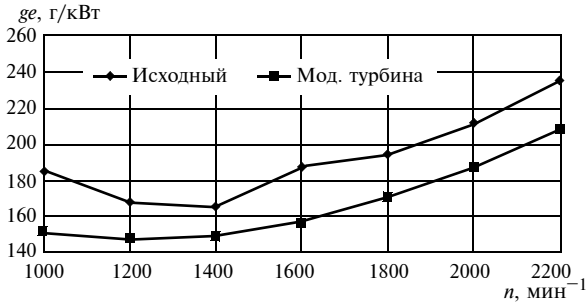


Рис. 8. Удельный расход топлива

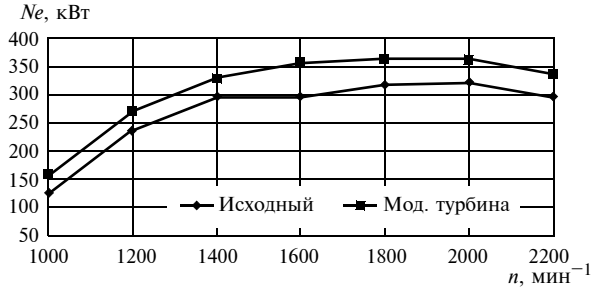


Рис. 9. Мощность двигателя

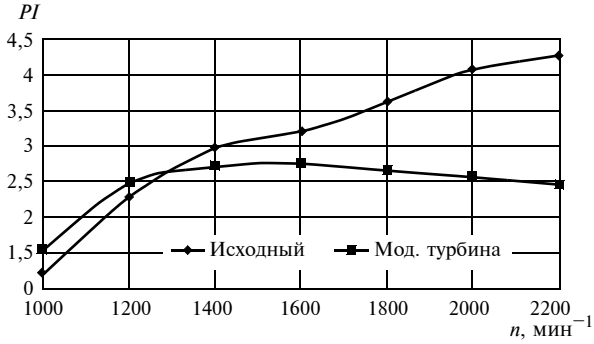


Рис. 10. Степень повышения давления в компрессоре

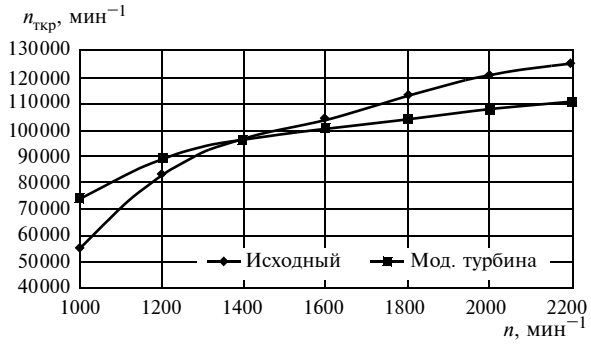


Рис. 11. Частота вращения ТКР

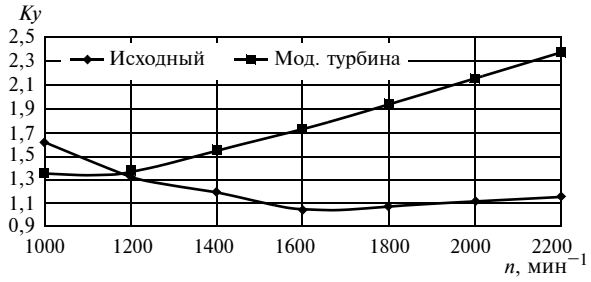


Рис. 12. Коэффициент запаса по помпажу

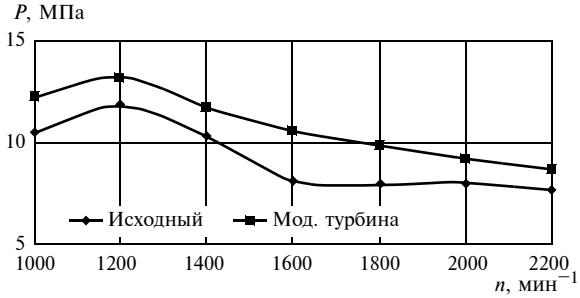


Рис. 13. Максимальное давление в цилиндре

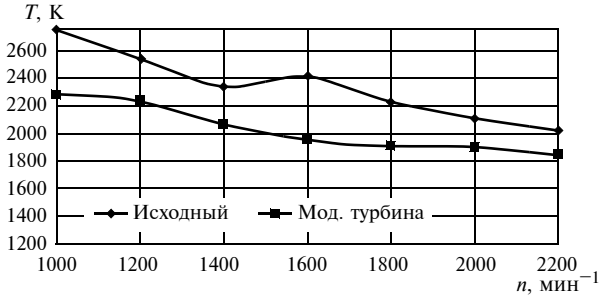


Рис. 14. Максимальная температура в цилиндре

Существенно повышается коэффициент запаса по помпажу у компрессора и остаётся практически неизменным при частоте вращения коленчатого вала 1000—1200 мин$^{-1}$ (рис. 12). Максимальное давление в цилиндре повышается на всех режимах работы. Максимальная величина этого давления получается на режиме 1200 мин$^{-1}$ и равна 13,2 МПа против 11,8 у исходного двигателя (рис. 13). Максимальная температура в цилиндре на всех режимах работы двигателя с модифицированной турбиной на 200—400° ниже исходного двигателя (рис. 14), что объясняется увеличенным расходом воздуха при тех же расходах топлива.

Литература

1. Мац Э.Б., Гуреев В.М., Малышкин Д.А. Программный комплекс "ПОТОК" для численного моделирования термогазодинамических процессов в энергоустановках. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011613786.
2. Гумеров И.Ф., Мац Э.Б., Гуреев В.М. Методика расчёта процесса сгорания для газовых ДВС с искровым зажиганием. Вестник Казанского технологического университета. Казань: КГТУ, 2013. — № 19.
3. Гуреев В.М., Мац Э.Б., Чиннов А.В. Численное моделирование термогазодинамических процессов в цилиндрах газопоршневых ДВС с искровым зажиганием. Вестник Казанского технологического университета. Казань: КГТУ, 2014. — № 4.
4. Мац Э.Б., Гуреев В.М., Малышкин Д.А. Термогазодинамические расчёты энергетических установок. Учебное пособие. Казань 2015.
5. Давыдков Б.Н., Каминский В.Н. Системы и агрегаты наддува транспортных двигателей. Учебное пособие МГТУ "МАМИ". Москва 2011.

УДК 62-97/-98

КОНЦЕПТУАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ВНЕШНЕЙ СРЕДОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕМ С КОМБИНИРОВАННЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ

А.А. МАНУХИН, канд. техн. наук **А.М. КЛИНШОВ**
РВВДКУ (4912. 20-94-38)

Приводится концептуальная модель системы управления автомобиля с комбинированным движителем. Рассматривается комплекс показателей маневренности и их взаимосвязь в системе "водитель—автомобиль—дорога". Определены критерии оценки маневренности, позволяющие оценивать эффективность конструктивных решений системы управления на наиболее значимые показатели маневренности на стадии проектирования.

Ключевые слова: *модель, подвижность, маневренность, система управления, показатель, критерий, коэффициент весомости.*

Manuhin A.A., Klinshov A.M.

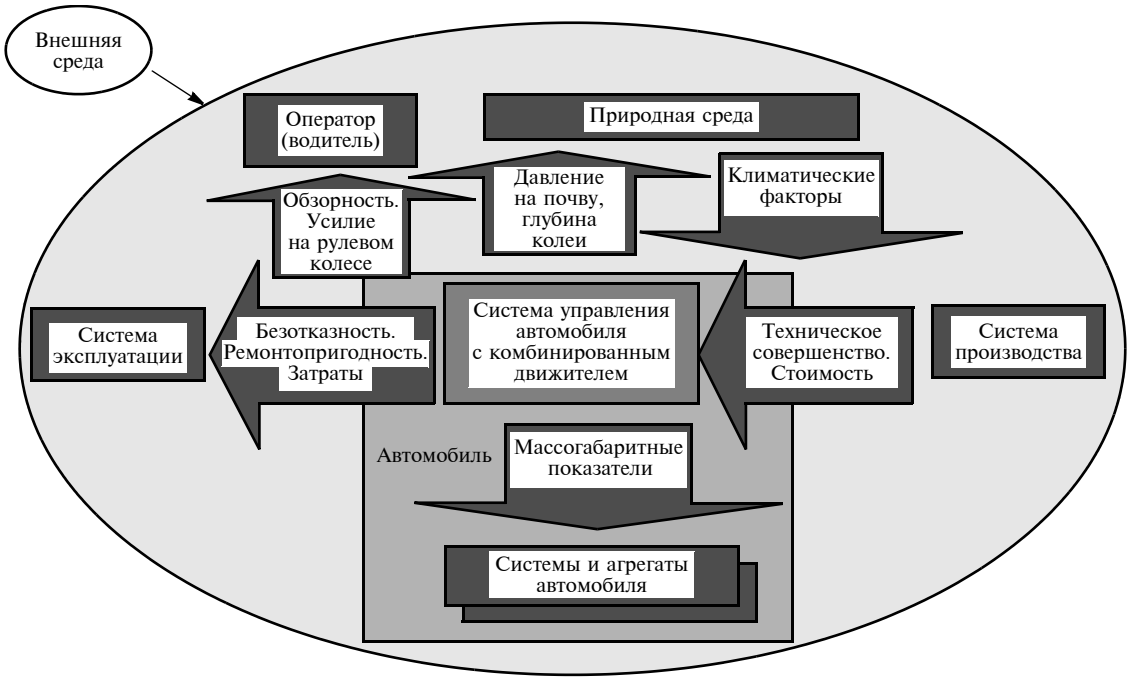
CONCEPTUAL MODEL OF INTERACTION BETWEEN THE SYSTEM OF DRIVING WITH A COMBINED ENGINE WITH THE EXTERNAL ENVIRONMENT

Provides a conceptual model of the control system of a vehicle with a combined engine. Examines the set of indicators and their relationship in the "driver—vehicle—road". Defined criteria for evaluating maneuverability, to measure the effectiveness of the control system of constructive decisions on the most meaningful indicators of maneuverability at the design stage.

Keywords: *model, mobility, maneuverability, control system, indicator, criterion, weight factor.*

Основное требование к перспективным автомобилям — повышение показателей подвижности [1]. Однако обеспечить одновременно высокую скорость движения по дорогам с твёрдым покрытием и деформируемым грунтам не представляется возможным: колёсные машины не способны быстро двигаться по деформируемым грунтам, а гусеничные — по дорогам с твёрдым покрытием. Одним из способов решения данной задачи для военной автомобильной техники считается применение комбинированных движителей.

Вместе с тем широкому применению автомобилей с комбинированными движителями препятствует ряд проблем, в том числе, недостаточная маневренность, особенно при движении по деформируемым грунтам, которая мало изучена из-за недостаточной прорабо-



танности методической базы оценки показателей маневренности.

Формирование состава показателей осуществим на основе [2—4] в виде комплексного интегрального свойства маневренности, состоящего из частных свойств M, множества связей между ними R и элементов окружающей среды ATR, воздействующей на автомобиль: $MA = f(M, R, ATR)$.

Концептуальная модель взаимодействия системы управления автомобилем с комбинированным движителем с внешней средой, разработанная на основе комплексного интегрального свойства маневренности MA, приведена на рисунке.

Основными показателями разработанной модели являются обзорность и усилие на рулевом колесе — при взаимодействии с оператором (водителем); давление на почву и глубина колеи, а также стойкость системы управления к воздействию климатических факторов — при взаимодействии с природной средой; массогабаритные показатели системы управления — при взаимодействии с другими агрегатами и системами автомобиля; показатели технического совершенства и стоимости системы управления — при взаимодействии с системой производства; показатели безотказности, ремонтопригодности и затрат — при взаимодействии с системой эксплуатации.

Первые две группы показателей, за исключением стойкости к воздействию климатических факторов, зависят от дорожных условий, остальные являются общими для всех реализаций системы управления автомобилем. Для определения показателей маневренности применим критерии оценки, характеризующие оптимальное значение показателя и радиус адекватности, предполагающего определение минимально допустимого значения показателя [5].

Критерии, характеризующие радиус поворота K_R, скорость поворота $K_{VП}$, скорость движения назад K_{VH}, глубину образуемой колеи K_H, оказываемого давления на грунт K_q, энергетические затраты на осуществление поворота K_f, усилие на рулевом колесе K_P и обзорность с рабочего места водителя K_S, представим в виде зависимостей, приведённых в формулах 1—8 (см. таблицу 1).

Уравнение для определения комплексного критерия маневренности K_{Mi} в i-х дорожных условиях с учётом вышеуказанных критериев при условии, что наибольшее влияние него оказывает минимальный радиус поворота, запишем следующим образом:

$$K_{Mi} = \sqrt{K_{Ri}(K_{VПi}\alpha_{VП} + K_{VHi}\alpha_{VH} + K_{Hi}\alpha_H + K_{qi}\alpha_q + K_{fi}\alpha_f + K_{Pi}\alpha_P + K_{Si}\alpha_S)},$$

где $\alpha_{VП}$, α_{VH}, α_H, α_q, α_f, α_P, α_S — коэффициенты весомости критериев $K_{VП}$, K_{VH}, K_H, K_q, K_f, K_P и K_S в i-х дорожных условиях, при этом: $a_{VП} + \alpha_{VH} + \alpha_H + \alpha_q + \alpha_f + \alpha_P + \alpha_S = 1$.

Обобщённый критерий маневренности $K_{M\Sigma}$, который в различных дорожных условиях зависит от критериев движения по грунтовой дороге удовлетворительного состояния $K_{МГУС}$, разбитой грунтовой дороге $K_{МРГД}$, грунтовой дороги в период распутицы $K_{МГР}$, влажного суглинка $K_{МВС}$, среднего суглинка $K_{МСС}$, влажного песка $K_{МВП}$, сухого песка $K_{МСП}$, снежной целины $K_{МСН}$, заболоченной местности $K_{МЗМ}$ и торфяника $K_{МТ}$, определим по формуле:

$$K_{M\Sigma} = K_{МГУС}\alpha_{ГУС} + K_{МРГД}\alpha_{РГД} + K_{МГР}\alpha_{ГР} + K_{МВС}\alpha_{ВС} + K_{МСС}\alpha_{СС} + K_{МВП}\alpha_{ВС} + K_{МСП}\alpha_{СП} + K_{МСН}\alpha_{СН} + K_{МЗМ}\alpha_{ЗМ} + K_{МТ}\alpha_T,$$

где $\alpha_{ГУС}$, $\alpha_{РГД}$, $\alpha_{ГР}$, $\alpha_{ВС}$, $\alpha_{СС}$, $\alpha_{ВС}$, $\alpha_{СП}$, $\alpha_{СН}$, $\alpha_{ЗМ}$, α_T — коэффициенты весомости критериев $K_{МГУС}$, $K_{МРГД}$, $K_{МГР}$, $K_{МВС}$, $K_{МСС}$, $K_{МВП}$, $K_{МСП}$, $K_{МСН}$, $K_{МЗМ}$ и $K_{МТ}$, при этом: $\alpha_{ГУС} + \alpha_{РГД} + \alpha_{ГР} + \alpha_{ВС} + \alpha_{СС} + \alpha_{ВС} + \alpha_{СП} + \alpha_{СН} + \alpha_{ЗМ} + \alpha_T = 1$.

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечание
1	$K_R = \frac{(R)_{доп} - (R)_{тек}}{(R)_{доп} - (R)_{опт}}$	$(R)_{доп}$, $(R)_{тек}$, $(R)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение минимального радиуса поворота, м
2	$K_{V_п} = \frac{(V_п)_{тек} - (V_п)_{доп}}{(V_п)_{опт} - (V_п)_{доп}}$	$(V_п)_{доп}$, $(V_п)_{тек}$, $(V_п)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение максимальной скорости поворота, м/с
3	$K_{V_н} = \frac{(V_н)_{тек} - (V_н)_{доп}}{(V_н)_{опт} - (V_н)_{доп}}$	$(V_н)_{доп}$, $(V_н)_{тек}$, $(V_н)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение скорости движения назад, м/с
4	$K_H = \frac{(H)_{доп} - (H)_{тек}}{(H)_{доп} - (H)_{опт}}$	$(H)_{доп}$, $(H)_{тек}$, $(H)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение образуемой колеи, м
5	$K_q = \frac{(q)_{доп} - (q)_{тек}}{(q)_{доп} - (q)_{опт}}$	$(q)_{доп}$, $(q)_{тек}$, $(q)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение оказываемого на грунт давления, Н
6	$K_f = \frac{(f)_{доп} - (f)_{тек}}{(f)_{доп} - (f)_{опт}}$	$(f)_{доп}$, $(f)_{тек}$, $(f)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение удельного сопротивления повороту
7	$K_P = \frac{(P)_{доп} - (P)_{тек}}{(P)_{доп} - (P)_{опт}}$	$(P)_{доп}$, $(P)_{тек}$, $(P)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение сопротивления повороту рулевого колеса при повороте, Н
8	$K_S = \frac{(S)_{тек} - (S)_{доп}}{(S)_{опт} - (S)_{доп}}$	$(S)_{доп}$, $(S)_{тек}$, $(S)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение дистанции видимости при осуществлении поворота, м

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечание
1	$K_{PM} = \frac{(\overline{T}_{отк})_{доп} - (\overline{T}_{отк})_{тек}}{(\overline{T}_{отк})_{доп} - (\overline{T}_{отк})_{опт}}$	$(\overline{T}_{отк})_{доп}$, $(\overline{T}_{отк})_{тек}$, $(\overline{T}_{отк})_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение средней удельной трудоёмкости устранения отказов, чел · ч/1000 км
2	$K_{CT} = \frac{(Д_T)_{тек} - (Д_T)_{доп}}{(Д_T)_{опт} - (Д_T)_{доп}}$	$(Д_T)_{доп}$, $(Д_T)_{тек}$, $(Д_T)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение температурного диапазона надежной работы системы управления, °С
3	$K_{MГ} = \frac{(M_{отк})_{доп} - (M_{отк})_{тек}}{(M_{отк})_{доп} - (M_{отк})_{опт}} \alpha_M + \frac{(Г_{отк})_{доп} - (Г_{отк})_{тек}}{(Г_{отк})_{доп} - (Г_{отк})_{опт}} \alpha_Г$	$(M)_{доп}$, $(M)_{тек}$, $(M)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение массы системы управления автомобиля, кг; $(Г)_{доп}$, $(Г)_{тек}$, $(Г)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение габаритов узлов системы управления автомобиля, дм^3; α_M, $\alpha_Г$ — коэффициенты весомости соответственно массовых характеристик и габаритов системы управления автомобиля
4	$K_{БЕЗ} = \frac{(H_{отк})_{тек} - (H_{отк})_{доп}}{(H_{отк})_{опт} - (H_{отк})_{доп}}$	$(H_{отк})_{доп}$, $(H_{отк})_{тек}$, $(H_{отк})_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение наработки на отказ, тыс. км
5	$K_З = \frac{(З)_{доп} - (З)_{тек}}{(З)_{доп} - (З)_{опт}}$	$(З)_{доп}$, $(З)_{тек}$, $(З)_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение суммарных затрат на закупку, эксплуатацию и капитальный ремонт системы управления, руб.
6	$K_{TC} = \frac{(П_{TC})_{тек} - (H_{TC})_{доп}}{(H_{TC})_{опт} - (H_{TC})_{доп}}$	$(П_{TC})_{доп}$, $(П_{TC})_{тек}$, $(П_{TC})_{опт}$ — соответственно допустимое, текущее и оптимальное значение показателя технического совершенства системы управления

Интегральный критерий оценки маневренности K_Σ определяется аналогично комплексному K_{Mi} с учётом обобщённого критерия $K_{M\Sigma}$ и критериев, характеризующих ремонтопригодность K_{PM}, стойкость к влиянию климатических факторов K_{CT}, массу и габариты $K_{MГ}$, безотказность $K_{БЕЗ}$, затраты $K_З$ и техническое совершенство K_{TC}:

$$K_\Sigma = \sqrt{K_{M\Sigma}(K_{PM}\alpha_{PM} + K_{CT}\alpha_{CT} + K_{MГ}\alpha_{MГ} + K_{БЕЗ}\alpha_{БЕЗ} + K_З\alpha_З + K_{TC}\alpha_{TC})},$$

где α_{PM}, α_{CT}, $\alpha_{MГ}$, $\alpha_{БЕЗ}$, $\alpha_З$, α_{TC} — коэффициенты весомости критериев K_{PM}, K_{CT}, $K_{MГ}$, $K_{БЕЗ}$, $K_З$ и K_{TC}, при этом: $\alpha_{PM} + \alpha_{CT} + \alpha_{MГ} + \alpha_{БЕЗ} + \alpha_З + \alpha_{TC} = 1$.

Уравнения расчета приведённых критериев имеют вид в соответствии с формулами 1—6 (см. табл. 2).

Таким образом, разработанная модель позволяет проводить обобщённый анализ и сравнительную оценку различных принципиальных и конструктивных решений системы управления с учётом приведённых критериев маневренности и взаимодействующих показателей с целью определения основных направлений развития автомобилей с КД на стадии проектирования.

Литература

1. Концепция развития парка ВАТ к 2020 г. — М.: изд-во ГАБТУ МО РФ, 2005. — 198 с.
2. Опорная проходимость автомобиля Урал-5323-21 с различными шинами по деформируемым грунтам и тепловая нагружённость этих шин при качении по твёрдой опорной поверхности: Отчёт о НИР (заключит.) / ФГУП 21 НИИИ АТ; Инв. № 8056. — Бронницы, 2000. — 158 с.
3. Экспериментальная оценка опорной проходимости автомобилей 4×4 грузоподъёмностью 0,8—2,5 т: Отчёт о НИР (промежуточ.) / ФГУП 21 НИИИ АТ; Инв. № 8044. — Бронницы, 2000. — 96 с.
4. Чистов М.П. Математическое описание качения деформируемого колеса по деформируемому грунту // Известия вузов: Машиностроение. — 1986. — № 4.
5. Бешелев С.Д., Гурвич Ф.Г. Математико-статистические методы экспертных оценок. — М.: Статистика, 1980.

УДК 681.5

СЛЕДЯЩАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПАРАМЕТРАМИ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОЛЕСА В МОДУЛЕ ДВИЖИТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **Б.Н. БЕЛОУСОВ**, канд. физ.-мат. наук **Т.И. КСЕНЕВИЧ**, **С.В. НАУМОВ**, **В.Л. СТЕПНОВ**, **А.С. КЛИМАЧКОВА**

МГТУ имени Н.Э. Баумана (499. 263-60-65)

При создании опорно-ходового модуля колеса, как для сложной системы, использована разнесённая структура системы автоматического управления основными функциями модуля. Это позволило использовать принцип членения системы на подсистемы и отдельно исследовать возможности автоматического управления каждой функцией. В статье рассматриваются результаты экспериментального исследования САУ жесткостными и демпфирующими параметрами подвесок осей (управляющая система давления в подвесках колёс) и вертикального перемещения левого и правого колёс оси (управляющие системы вертикального перемещения колеса) в соответствии с сигналами, поступающими на его вход от основной или резервной системы автоматического управления. Подобным образом проведены исследования САУ системы подрессоривания колеса как составной части САУ опорно-ходового модуля. Результаты исследований позволили сформулировать основные принципы построения САУ подвески колеса, технические требования к составным частям подвески и системы управления, как мехатронному модулю системы активной безопасности автомобиля и мобильного робота.

Статья содержит результаты экспериментальных исследований САУ макетного образца с длинноходовой подвеской.

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

Belousov B.N., Ksenevich T.I., Naumov S.V., Stepnov V.L., Klimachkova A.S.

WHEEL SUSPENSION CONTROL SYSTEM AS SUBSYSTEM OF MECHATRONICS-BASED LOCOMOTION MODULE

When developing mechatronics-based locomotion module is presented like complex system with number of control systems of its functions. This presentation allows division the main system on subsystems and developing each subsystem and its control system. Wheel suspension system presented as subsystem of mechatronics-based locomotion module of active safety system for automobile and mobile robot. The article describes experimental research findings of: (i) control the pressure in chambers of the hydraulic cylinders of the axe suspension (one servo system of the pressure in axle suspensions), (ii) control the vertical displacement on the left and right wheels of the axle (two servo systems of the vertical displacement), in accordance with the signals fed to its input by the main or the reserve control system. Thus wheel suspension system research as subsystem of mechatronics-based locomotion module was carried out. The findings allow formulating the main designing principles of suspension control system, technical requirements for suspension system components and control system components. Findings experimental research of the prototype with long stroke suspension is described in the article.

Keywords: *automobile, mobile robot, mechatronics-based locomotion module, complex, servo system, servo drive, electro-hydraulic drive, steering system, Wheel suspension system.*

Одна из главных функций опорно-ходового модуля — обеспечение плавности хода и низкой вибронагружённости экипажа автомобиля. Эта функция входит в ряд главных потребительских свойств транспортного средства и во многом определяет его конкурентоспособность на рынке. Разработкой новых видов автомобилей и тракторов, в том числе с автоматической системой управления движением (САУД), занимаются все ведущие мировые автомобиле- и тракторостроительные фирмы. САУ функциями опорно-ходового модуля являются важнейшей составной частью САУД. Специалисты ведущих зарубежных фирм работают сегодня над созданием САУ с элементами саморазвития, т.е. интеллектуальных систем автоматического управления. По данным печати, стартовал крупный Европейский исследовательский проект "AdaptIVe" (*Automated Driving Applications & Technologies for Intelligent Vehicles*, "Автономное вождение и Технологии для Интеллектуальных Транспортных средств") в Вольфсбурге (Германия). В консорциум разработчиков входят 29 партнёров из числа производителей автомобилей, поставщиков, научно-исследовательских институтов и университетов, а также малых и средних предприятий. Проект координирует "Фольксваген Групп Ресеч".

Вопросы управления колесом затрагивают вопросы активной безопасности, повышения плавности хода (виброзащиты) автомобиля и являются приоритетными в теории автомобиля [1—6]. Много усилий инженеров и учёных прилагается для создания теории и конструкции адаптивных систем подрессоривания [6, 7 и т.д.] и систем рулевого управления [8 и т.д.]. При этом доказано, что системы рулевого управления должны быть интегрированы с автоматическим управлением подвески. В работе [8] отмечено, что эти вопросы связаны с функциональными проблемами активной безопасности автомобиля. В работе [9] рассмотрена интеграция систем управления рулевым управлением, активной подвеской и тормозной системой. Это известные системы ABS, PBS, EBD и ESP, а также EBS и RSP. Регулируемую систему подрессоривания можно рассматривать как неотъемлемую часть опорно-ходового модуля. Модульный принцип позволяет существенно снизить издержки на разработку и производство, повысить эффективность технического обслуживания в эксплуатации. В результате это повышает эффективность инженерных транспортных средств [10—11]. В работе [12] в общем виде рассмотрено комплексное влияние на динамику колеса и автомобиля систем рулевого управления и подрессоривания как составных частей комплекса следящих систем.

Одним из важнейших принципов методологии науки является принцип членения сложных систем на более простые подсистемы. Этот принцип позволяет более глубоко и детально исследовать простые подсистемы и затем встраивать их в сложную систему. В дальнейшем процессе отрабатываются уже только связи между готовыми подсистемами. Подобный подход практически исключает внутренние ошибки при проектировании подсистем. В комплексе следящих систем колесного модуля каждая следящая система комплекса является подобной самостоятельной подсистемой.

Используя общепризнанные принципы членения и модульности, а также и достижения транспортной мехатроники, авторами научно обоснованы основные принципы создания составных частей мехатронного колёсного опорно-ходового модуля автомобиля [10—12]. Следующим этапом исследования является рассмотрение мехатронного модуля колеса как единой системы. Схема информационных и управляющих связей внутри комплекса и системе автомобиля — на рис. 1, *а*, структурная схема комплекса — на рис. 2. Все функции управления и привода мехатронного опорно-ходового модуля обеспечиваются электрогидравлическими приводами различных типов. Научное обоснования общих принципов выбора типа и параметров компонентов и построения электрогидравлического привода следящей системы управления поворотом подробно приведено в работах [10—12]. Поэтому материал данной статьи затрагивает вопросы построения электрогидравлического привода следящей системы управления параметрами подрессоривания колеса в модуле.

Главный аргумент для разработки регулируемой системы подрессоривания колеса — необходимость изменения параметров жёсткости и демпфирования подвески при смене дорожных условий движения автомобиля. Например, при съезде с асфальта на грунтовую дорогу или местность. При этом была принята гипотеза о том, что для каждого из дорожных условий существует рациональный диапазон значений параметров подвески. САУ должна в автоматическом режиме выводить параметры жёсткости и демпфирования в этот диапазон при смене дорожных условий движения.

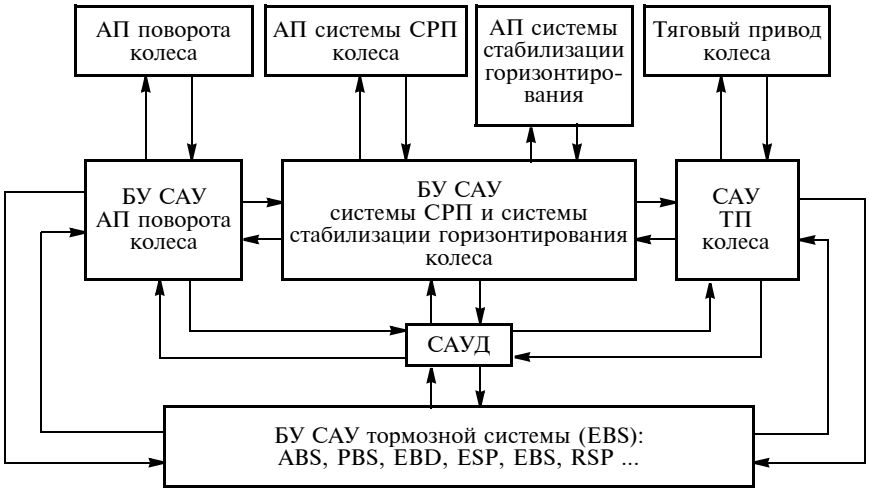


Рис. 1. Функциональная схема базового мехатронного опорно-ходового модуля:

АП — автономный привод; ТП — тяговый привод; СРП — система регулируемого подрессоривания колеса; БУ САУ — блок управления системы автоматического управления; САУД — система автоматического управления движением всего транспортного средства; EBS — электронная тормозная система

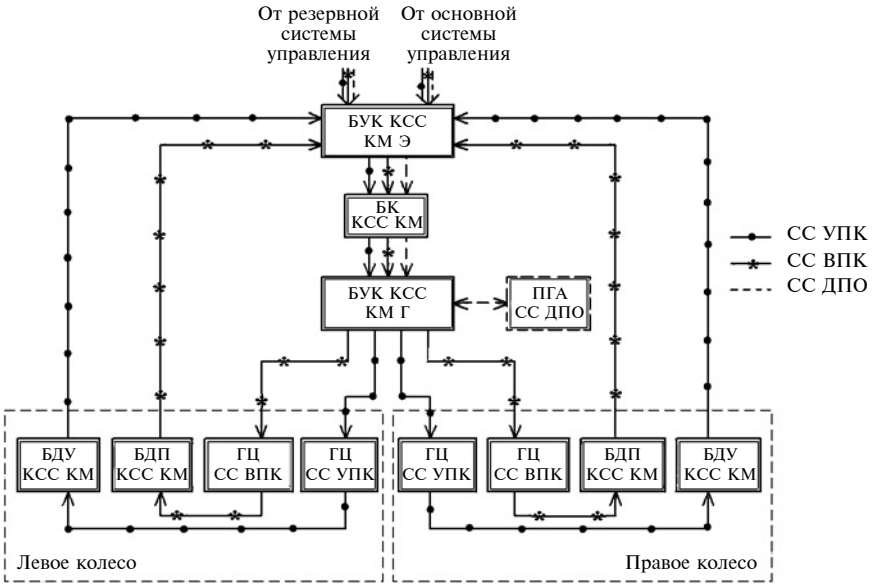


Рис. 2. Структурная схема КСС КМ:

СС УПК — следящая система управления поворотом колеса; СС ВПК — следящая система вертикального перемещения колеса; СС ДПО — следящая система давления в подвесках оси; *1* — блок управления и контроля электронный; *2* — блок коммутационный; *3* — блок управления и контроля КСС КМ гидравлический; *4* — гидравлические цилиндры из состава следящей системы угла поворота колеса; *5* — гидравлические цилиндры из состава следящей системы вертикального перемещения колеса; *6* — блоки датчиков угла поворота колеса; *7* — блоки датчиков вертикального перемещения колеса; *8* — пневмогидравлический аккумулятор из состава следящей системы давления в подвесках оси

Пример функциональной схемы комплекса следящих систем управления подвеской двух колёс, например, колёсных модулей оси автомобиля представлен на рис. 3. Исследования проведены по классической схеме: математическое моделирование и экспериментальные исследования на макетном образце. Для этого был разработан прицеп (прицепное звено) с длинноходовой подвеской, параметры которого приведены в табл. 1. Прицеп (рис. 4) представляет собой модульное звено (часть) транспортного средства, и снабжён четырьмя опорно-ходовыми модулями, включающими длинноходовые агрегаты подвески и их системы управления. Прицеп пред-

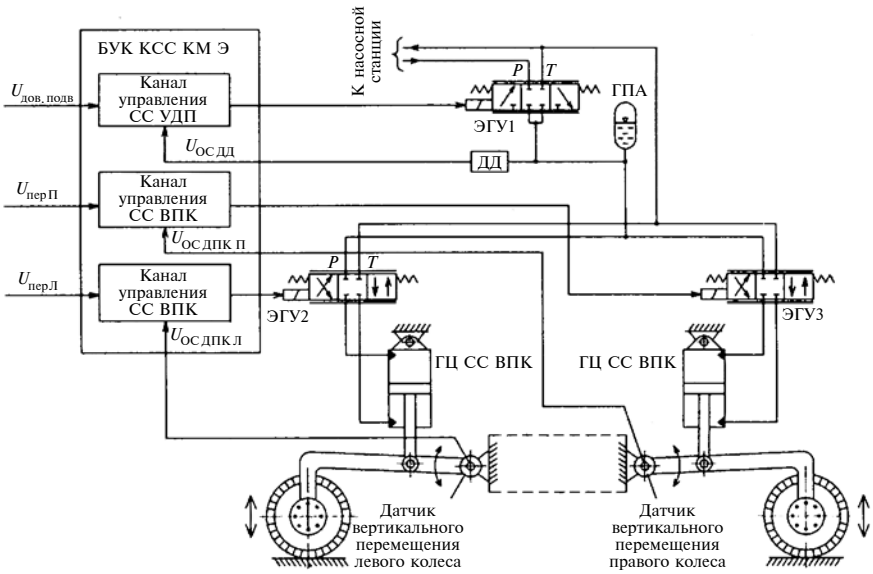


Рис. 3. Функциональная схема следящей системы управления подвеской оси:

БУК КСС КМ Э — блок управления комплекса следящих систем колесного модуля. Электронный; СС УДП — следящая система управления параметрами длинноходной подвески колеса; СС ВПК — следящая система управления подъёмом/опусканием колеса (П — правого; Л — левого); ЭГУ — электрогидравлический усилитель; ГПА — гидропневматический аккумулятор; ДД — датчик давления; ГЦ СС ВПК — исполнительный гидроцилиндр

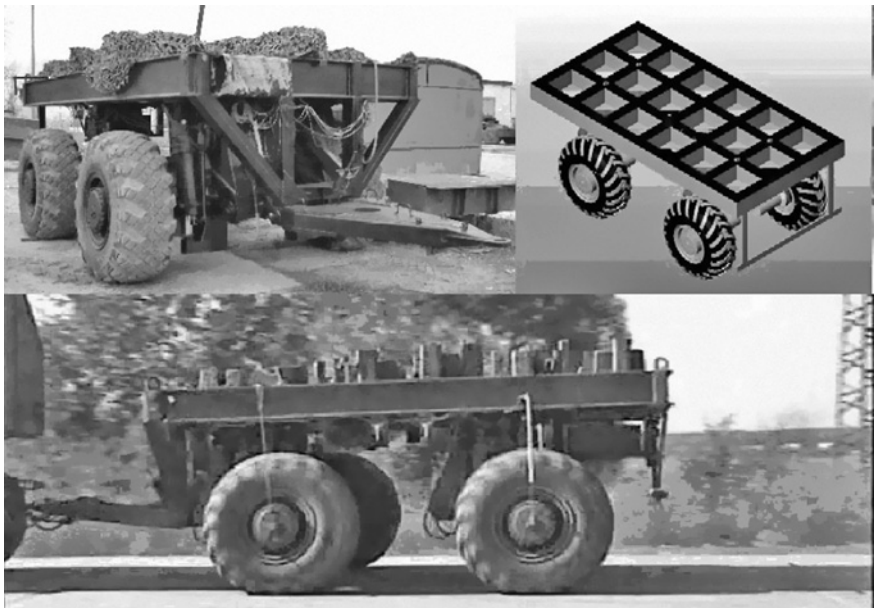


Рис. 4. Конструкция прицепа с мехатронным модулем. Общий вид

назначен для разработки рекомендаций по применению длинноходовых подвесок в составе опорно-ходовых модулей перспективных автомобилей.

Система автоматического управления подвеской была построена исходя из следующих соображений. По хорошо известной классификации Ф. Цвикки можно выделить две больших группы регулируемых подвесок, различающихся по быстродействию системы регулирования: со статическим и с динамическим регулированием. Под статическим регулированием понимается изменение параметров пассивных элементов подвески при изменении условий движения автомобиля с целью адаптации. Под динамическим регулированием в данной работе понимается управление колебаниями подрессоренной массы посредством переменного во времени дополнительного силового воздействия на корпус автомобиля со стороны подвески. При проектировании прицепа за основу принято динамическое регулирование [13—14].

В настоящее время известны конструкции элементов виброзащитных систем, в которых регулирование производится по отклонению фазовых координат. Примером могут служить системы стабилизации, а также амортизатор, в котором сопротивление регулируется в зависимости от деформации упругого элемента. С точки зрения виброзащиты представляют интерес также автоматические системы с наличием воздействия по возмущению. Однако теоретическая разработка этих систем отстает от теории систем автоматического управления, работающих по принципу отклонения. Оба указанных принципа работы систем управления не противоречат один другому, и их синтез породил в технике автоматического управления принцип комбинированного управления. Управление с воздействием по возмущению характеризуется использованием явлений компенсации возмущений. Математическим выражением последнего стал принцип инвариантности. Предметом теории инвариантности является синтез систем наилучшего качества при весьма ограниченной априорной информации о внешних возмущениях, действующих на объект. При этом задачей измерения возмущений является стремление погасить или свести к минимуму их вредное влияние. Осуществляется это для того, например, чтобы получить минимальные ускорения амортизированного объекта за счёт организованных соответствующим образом управляющих воздействий на управляемую систему. Для реализации управления по отклонению не нужно знать характеристики возмущения. Требуется лишь информация об отклонении регулируемой величины. Недостатком данного принципа является трудность создания быстродействующих систем управления. Кроме того, в исследованиях рассмотрены следующие базовые принципы управления, которые хорошо известны специалистам [13—19 и др.].

1. Алгоритм "стабилизация динамических сил", в котором активные элементы подвески (гидравлические цилиндры) максимально компен-

сируют отклонения усилий на подвесках от статического значения. Иначе говоря, имитируется подвеска нулевой жёсткости.

2. Алгоритм "инерциальный демпфер", в котором активные элементы создают в подвеске усилия, пропорциональные абсолютной вертикальной скорости, т.е. имитируется вязкое трение в условном демпфере, связанном с инерциальной системой отсчёта.

3. Алгоритм "принцип регулятора" ("управление по QL — контролеру"), в котором энергия, идущая на гашение колебаний подрессоренной массы, расходуется только на управление исполнительными устройствами, в качестве которых используются регулируемые дроссели, регулируемые напорные, обратные, запорные клапаны. Усилие же, требуемое для осуществления гашения колебаний по заложенному алгоритму, создается в пассивных элементах подвески (упругих или демпфирующих). Этот алгоритм был испытан на том же прицепе, снабжённом подвеской с упругими пассивными элементами.

Таким образом, используя классический аппарат построения систем управления, была синтезирована устойчивая робастная система управления подрессориванием колес прицепа оснащённого длинноходовой подвеской, позволяющая стабилизировать корпус по трем координатам и улучшить плавность хода. В основу САУ положена линейно квадратическая функция цели управления стабилизации корпуса. Для реализации раздельного управления по отклонению фазовых координат был разработан алгоритм, по которому система автоматического управления высшего уровня координирует работу всех опорно-ходовых модулей прицепа. Система управления подвеской каждого колеса была снабжена тремя независимыми каналами управления: два канала управления, обеспечивающих гашение угловых колебаний рамы автомобиля и, соответственно, её стабилизацию по углам продольного и поперечного наклона и один канал — по гашению вертикальных колебаний модуля колеса. Общая схема системы управления подвеской прицепом пояснена данными на рис. 5 и 6.

Агрегаты подвески имеют направляющие устройства на продольных рычагах, пневмогидравлические упругие элементы и встроенные амортизирующие элементы в виде дросселей. Передача усилий от колёс на раму прицепа (рис. 7) производится с помощью гидроцилиндра *1*. С поршневой полостью гидроцилиндра соединён гидропневмоамортизатор, именуемый далее основным гидропневмоамортизатором *2*. Со штоковой полостью гидроцилиндра соединён гидропневмоамортизатор, именуемый далее гидропневмоамортизатором противодавления *3*. Жидкость в гидропневмоамортизаторы подвески подаётся

Рис. 5. Общая схема системы управления подрессориванием колес n-осного транспортного средства, использованная в конструкции подвески прицепа

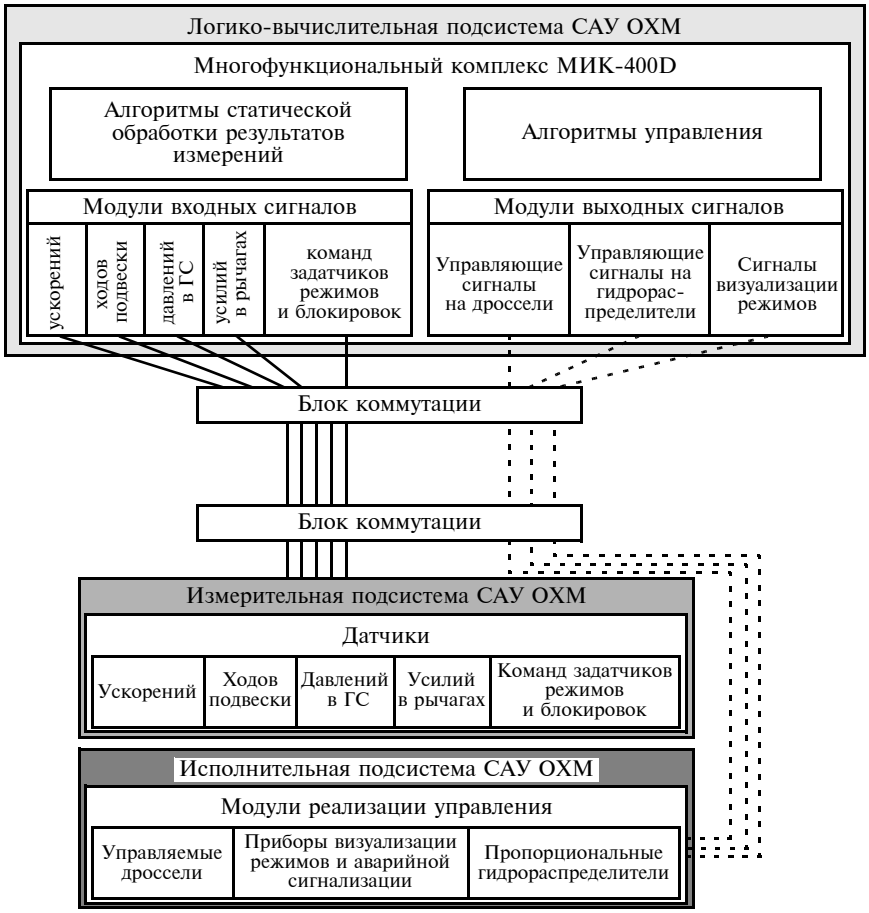


Рис. 6. Блок-схема варианта САУ с дроссельным регулированием

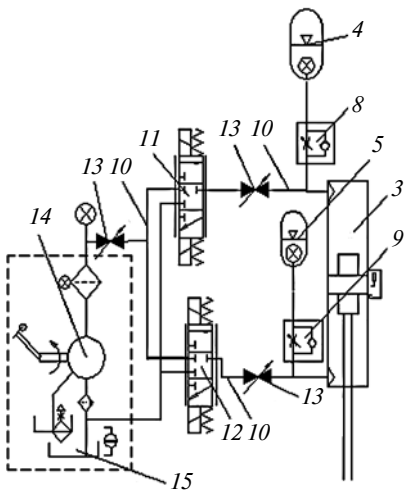


Рис. 7. Схема управления ОХМ с дроссельным управлением:

3 — гидроцилиндр; *4* — основной пневмогидравлический аккумулятор; *5* — жидкостная полость; *8* и *9* — регулируемый дроссель; *10* — трубопровод; *11* и *12* — пропорциональные распределители; *13* — клапан; *14* — насосная станция; *15* — резервная емкость

через дроссели *4* и *5* с регулируемыми проходными сечениями. В состав подвески прицепа также входит гидропривод и система управления для плавной регулировки дорожного просвета в пределах полного хода колеса. Прицеп оборудован тормозной системой и электрооборудованием (светотехнические средства), обеспечивающее безопасное движение по дорогам. Тормозная система и система электрооборудования прицепа питается от соответствующих систем тягача.

Первый вариант блок-схемы САУ с дроссельным регулированием представлен на рис. 5, функциональная схема управления опорно-ходового модуля — на рис. 6 схема и общий вид регулируемого упругодемпфирующего опорно-ходового модуля прицепного звена — на рис. 8.

Дорожные испытания прицепного звена с длинноходовой подвеской проведены на дорогах со случайным профилем (крупнобулыжный участок; цементобетонный участок; разбитый цементобетонный участок; асфальтированный участок) и детерминированным профилем. В качестве основных критериев плавности хода приняты максимальные значения вертикальных ускорений в центре масс прицепа. Дополнительными критериями приняты максимальные значения деформаций подвески.

Результаты исследований на различных дорогах показали (рис. 9), что регулируемая система подрессоривания (кривые *2* и *3*) существенно снижает уровень вертикальных колебаний на всех видах дорог. При этом соотношения между значениями пиков амплитуды ускорений для опорно-ходового модуля с управляемой и неуправляемой подвески практически сохраняются в любых условиях движения. Варианты управления отличаются тем, что при регулировании САУ параметров подвески соотношение между жёсткостью и демпфированием не регламентируются. Жёсткость и демпфирование в этом варианте регулируются в рациональном диапазоне для данных условий движения, полученным расчётным путём. Управление с самонастройкой параметров опорно-ходового модуля (кривая *3* на рис. 9) предполагает автоматическое поддержание САУ постоянного соотношения между жёсткостью и коэффициентом демпфирования. Этот способ управления более затратный и по критерию цена/качество пока остаётся в научном заделе.

В ходе пробеговых экспериментальных исследований проведены

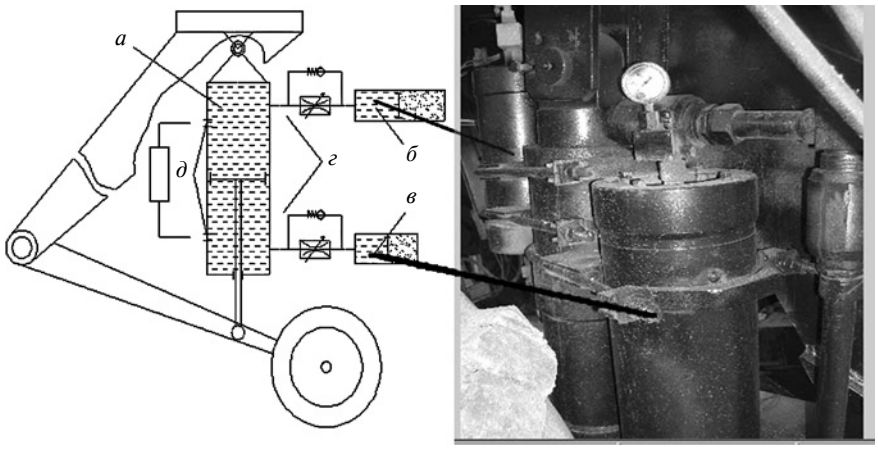


Рис. 8. Схема и общий вид упругодемпфирующего элемента ОХМ прицепного звена:

а — гидроцилиндр; *б* — основной пневмогидравлический аккумулятор; *в* — пневмогидравлический аккумулятор противодавления; *г* — дроссели с регулируемым расходом жидкости; *д* — отверстия для подачи и слива рабочей жидкости при динамическом управлении/статическом регулировании

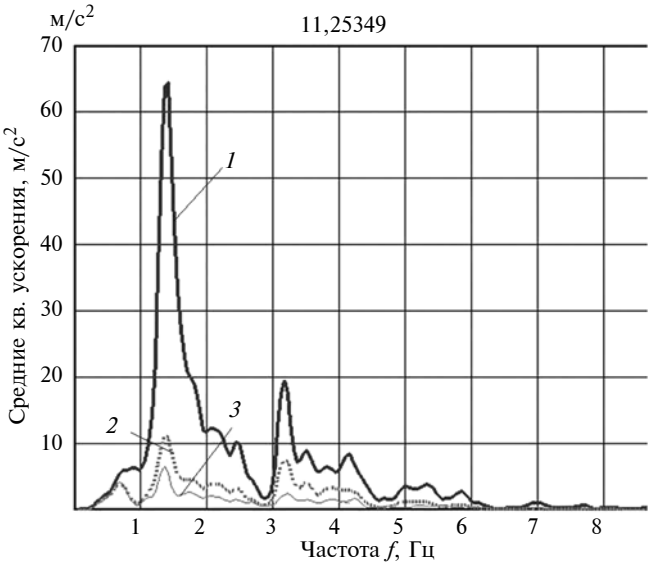


Рис. 9. Спектральная плотность вертикальных виброускорений на условном месте водителя. Движение по случайному профилю σ = 0,1 м; скорость 20 км/ч:

1 — без управления подвеской; *2* — регулирование подвеской; *3* — управление с самонастройкой параметров

сравнительные испытания прицепного звена с опорно-ходовым модулем (вариант САУ — 2, рис. 9) в сравнении с серийными четырёхосными автомобилями с подобными вертикальными нагрузками на колесо. Результаты показывают, что САУ опорно-ходового модуля прицепного звена обеспечивает снижение вертикальных ускорений как в центре масс, так и на условном рабочем месте водителя. Следует подчеркнуть, что четырёхосные автомобили за счёт многоопорности (большее число колёс) имеют преимущества (гандикап) перед двухосным прицепным звеном по плавности хода. И тем не менее, серийные автомобили имеют большее значение амплитуд вертикальных среднеквадратических ускорений, чем прицепное звено с управляемым подрессориванием. Выявлено, что вертикальные ускорения в центре тяжести прицепа (максимальные значения на уровне 1,5 % вероятности их появления) на крупнобулыжном участке при движении со скоростями 30...40 км/ч на 19...54 % меньше, чем у четырёхосных автомобилей. Аналогичное соотношение имеют средние квадратические значения этих ускорений в полосе частот 0...22,4 Гц.

Установлено, что вертикальные и поперечные ускорения в центре масс при движении в наиболее неблагоприятных дорожных условиях — по местности, значительно снижаются при увеличении конструктивного хода длинноходовой подвески. Среднеквадратичная высота неровностей на местности при исследованиях составляла 0,045 м, максимальная высота — 0,135 м.

Наиболее эффективное снижение ускорений при движении по местности происходит при конструктивных ходах 300...400 мм (рис. 10 и 11). Вертикальные ускорения при этих ходах снижаются на 15—40 %, поперечные — на 10—20 %. Увеличение хода с 300 до 500 мм не приводит к дальнейшему значительному снижению вертикальных и поперечных ускорений, оно не превышает 5 %.

Максимальное поперечно-угловое перемещение центра масс прицепа возрастает при увеличении конструктивного хода длинноходовой подвески на большинстве скоростей. Вместе с тем величина поперечно-углового перемещения при движении по горизонтальным участкам местности практически не сказывается на поперечной устойчивости автомобиля, поскольку составляет не более 2,30 град.

Таким образом, при проектировании длинноходовой подвески колес и её системы управления следует исходить из того факта, что рациональный ход для автомобилей, используемых на местности, должен находится в пределах 300...400 мм. Требования к системе подрессоривания автомобиля высокой проходимости, определяемые в рекомендациях ИСО 2631, можно распространить и на автомобили с рычажными стойками подвески колёс.

Сравнительная оценка различных алгоритмов иллюстрируется на примере реакции системы подрессоривания при воздействии единичного возмущения, как наиболее характерного возмущения при определении процессов затухания колебаний. Кроме того, в этом случае возмущения хорошо проявляются величины перерегулирования, вида переходного процесса при активном управлении. Результаты сопостав-

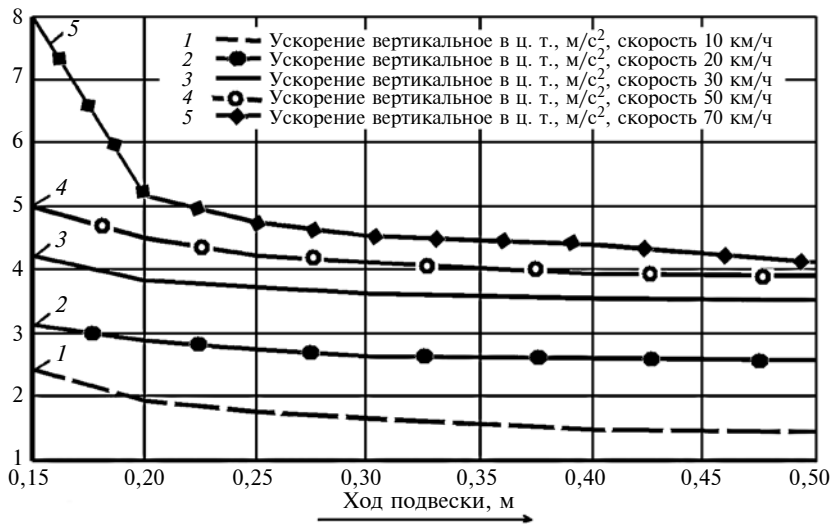


Рис. 10. Зависимость максимального вертикального ускорения в центре масс прицепного звена от значения конструктивного хода длинноходовой подвески при различных скоростях движения

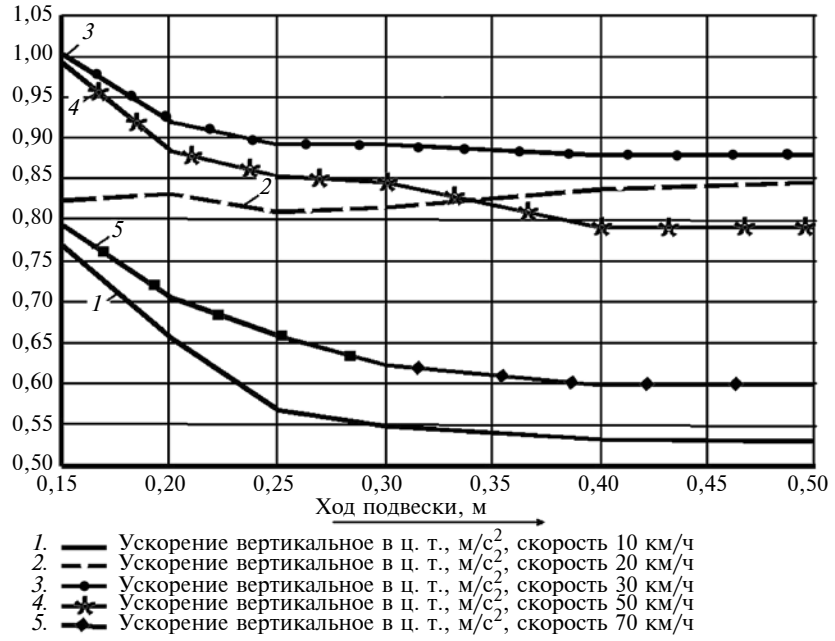


Рис. 11. Зависимость максимального поперечного ускорения в центре тяжести прицепа от значения конструктивного хода длинноходовой подвески при различных скоростях движения

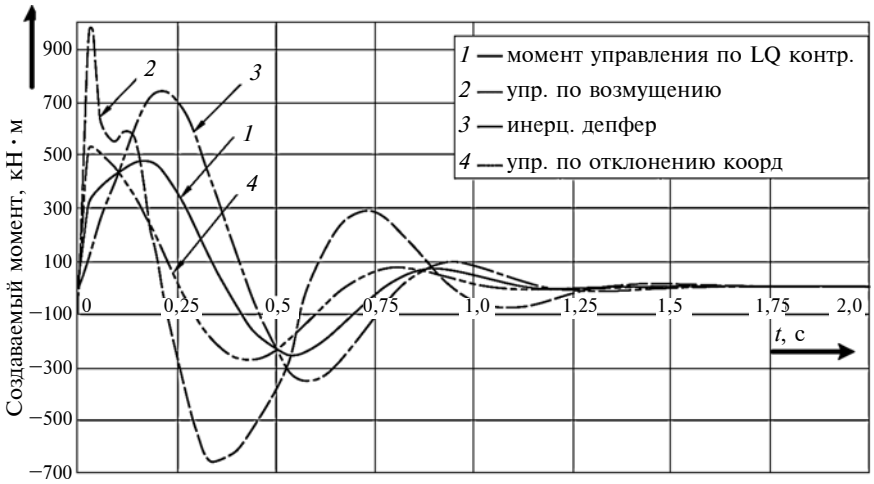


Рис. 12. Сравнение управляющих усилий в подвеске при управлении по различным алгоритмам при переезде единичной неровности

ления представлены на рис. 12. Их анализ показывает, что наиболее эффективным для исследуемой конкретной конструкции является алгоритм "управление по отклонению координат", кривая *4*.

Для более общего случая выбора алгоритмов функционирования системы автоматического управления СС РСП получено: (i) Алгоритм управления должен обеспечивать принцип раздельного управления: При малых углах продольного и поперечного наклона корпуса (до ±7 град) наиболее актуальным является виброизоляция. Управляющий сигнал должен обеспечивать и стабилизацию корпуса автомобиля; (ii) для реализации алгоритма управления, должен быть задан алгоритм распределения управляющего воздействия по всем опорно-ходовым модулям машины; (iii) для обеспечения максимального быстродействия системы должно быть организовано несколько контуров управления: (i) быстродействующий контур управления демпфированием; (ii) контур, охватывающий всю систему с невысоким быстродействием для варьирования давлением и противодавлением. Система автоматического управления, может быть разбита на три независимых канала управления: (i) два канала управления, обеспечивающих гашение угловых колебаний корпуса и его стабилизацию по углу наклона и (ii) один канал — по гашению его вертикальных колебаний.

Дальнейшими направлениями исследований по созданию регулируемой системы подрессоривания следует считать исследования влияния длинноходовой подвески на другие виды колебаний автомобиля (поперечные, продольно-угловые) и исследования по созданию электрогидравлического привода САУ подвески с объёмным регулированием, а также исследования по совместной работе САУ систем рулевого управления и подрессоривания колеса.

По результатам теоретических и экспериментальных исследований на прицепном звене с колёсными модулями сформулированы основные принципы проектирования и расчёта автоматической системы управления регулируемого подрессоривания колеса в составе модуля, выбора основных алгоритмов функционирования данной САУ по критерию "плавности хода" автомобиля.

По критерию "цена/качество" на данном этапе отдан приоритет способу управления, когда жёсткость и демпфирование регулируются в условно рациональном диапазоне для данных условий движения.

При выборе алгоритмов управления должны быть соблюдены следующие принципы. Алгоритм управления должен обеспечивать принцип раздельного управления: (i) При малых углах продольного и поперечного наклона корпуса (до ±7 град) наиболее актуальным является виброизоляция. (ii) При углах наклона корпуса более ±7 град — гашение угловых колебаний и стабилизация корпуса автомобиля. (iii) Для реализации такого алгоритма управления, должен быть задан алгоритм распределения управляющего воздействия по всем колёсным модулям машины.

Для обеспечения максимального быстродействия системы должно быть организовано несколько контуров управления: (i) быстродействующий контур управления демпфированием перемещения колеса; (ii) контур, охватывающий всю систему с невысоким быстродействием для варьирования давлением и противодавлением. Система автоматического управления, может быть разбита на три независимых канала управления: (i) два канала управления, обеспечивающих гашение угловых колебаний корпуса и его стабилизацию по углу наклона и (ii) один канал — по гашению его вертикальных колебаний. Максимальная эффективность конструкции следящей системы получена в области низких частот (0,5...10 Гц). Это позволяет устранить резонанс подрессоренных масс.

Установлено, что вертикальные и поперечные ускорения в центре масс при движении в наиболее неблагоприятных дорожных условиях — по местности, значительно снижаются при увеличении конструктивного хода длинноходовой подвески.

Наиболее эффективное снижение ускорений при движении по местности происходит при конструктивных ходах 300...400 мм. Вертикальные ускорения при этих ходах снижаются на 15...40 %. Увеличение хода с 300 до 500 мм не приводит к дальнейшему значительному снижению вертикальных и поперечных ускорений, которое не превышает 5 %.

Установлено, что вертикальные ускорения в центре тяжести прицепа (максимальные значения на уровне 1,5 % вероятности их появления) на крупнобулыжном участке при движении со скоростями 30—40 км/ч являются меньшими на 19—54 %, чем у четырёхосных автомобилей. Аналогичное соотношение имеют средние квадратические значения этих ускорений в полосе частот 0—22,4 Гц.

На асфальтированном участке вертикальные ускорения в центре тяжести прицепа при движении со скоростями 40—60 км/ч на 30—50 %

меньше, чем у четырёхосных серийных автомобилей.

Дальнейшими направлениями исследований по созданию регулируемой системы подрессоривания следует считать исследования влияния длинноходовой подвески на другие виды колебаний автомобиля (поперечные, продольно-угловые) и исследования по созданию электрогидравлического привода САУ подвески с объёмным регулированием, а также исследования по совместной работе САУ систем рулевого управления и подрессоривания колеса.

Литература

1. Milliken, W.F., Jr. et al.: "Research in Automobile Stability and Control and in Tire Performance". Collection of papers. London: The Institution of Mechanical Engineers, 1956.
2. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. — М.: Машиностроение, 1978. — 216 с.
3. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. — М: Машиностроение, 1971. — 416 с.
4. Литвинов А.С., Фаборин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 237 с.
5. Andreev A.F., Kabanau V.I., Vantsevich V.V. Driveline Systems of Ground Vehicles: Theory and Design, V.V. Vantsevich, Scientific and Engineering Editor. — GB: Taylor & Francis Group/CRC Press, 210. — 792 p.
6. Yokoyama M., Hedrick J.K., Toyama S. A model Following Sliding Mode Controller for Semi-Active Suspension Systems with MR Dampers // Processing of the American Control Conference. Arlington (VA). —2001 — P. 53—58.
7. Gordaninejad F., Kelso S.P. Fail-Safe Magneto-Rheological Fluid Dampers for Off-Highway, High-Payload Vehicles // Journal of Intelligent Material System and Structures, Vol. 11, No. 5. P. 395—406, 2000.
8. Vehicle Dynamics and Electronic Controlled Suspensions, SAE, SP-861, 1991 (paper collection).
9. Koehn Ph., Pauly A., Fleck R., Pischinger M., Richter Th., Schnabel M., Bartz R., Schott S., Wachinger M., 2003, "The Active Steering System, Special Edition of ATZ and MTZ", August 2003. P. 41—44.
10. Reinelt W., Klier W., Reimann G., Schuster W., Grossheim R. Active Front Steering (Part 2): Safety and Functionality, 2004, SAE Paper 2004-01-1101.
11. Rieth P., Schwarz R. ESC II — ESC with Active Steering Intervention, 2004, SAE Paper 2004-01-0260.
12. ГОСТ 12.1.012—2004 Вибрационная безопасность. Общие требования.
13. Янч Э. Прогнозирование научно-технического прогресса: Пер. с англ. — М.: Прогресс, 1974. — 440 с.
14. Фурунжиев Р.И., Останин А.Н. Управление колебаниями многоопорных машин. — М.: Машиностроение, 1984. — 206 с.
15. Karnopp D., Crosby M.J., Harwood R.A. Vibration Control Using Semi-Active Force Generations // Transactions of the ASME. Series B. Jornal of engineering for industry. — 1974. — V. 96. — N 2. — P. 239—247.
16. Hrovat D., Margolis D., Hubbard M. Suboptimal semi-active Vehicle Suspensions // Prof. Jont. Autom. Contr. Conf. San Francisco, Calif., 1980. — No 1. — P. 283—285.
17. Фролов К.В., Синев А.В., Соловьев В.С. Исследования электрогидравлической виброзащитной системы с управлением по возмущающему ускорению // Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах. — М.: Наука, 1977. — С. 13—16.
18. Елисеев С.В. Структурная теория виброзащитных систем. — Новосибирск: Наука, 1978. — 222 с.
19. Емельянов С.В. Системы автоматического управления с переменной структурой. — М.: Наука, 1967. — 336 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 629.3.02-192

РАСХОД ТОПЛИВА КАК КРИТЕРИЙ КОРРЕКТИРОВАНИЯ ПЕРИОДИЧНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук **Г.И. СУРАНОВ**
Ухтинский ГТУ (8216. 77-44-90)

Предлагается планировать техническое обслуживание автомобилей по расходу топлива, а не по пробегу.

Ключевые слова: *техническое обслуживание, периодичность, пробег автомобиля, корректирование периодичности ТО, расход топлива.*

Suranov G.I.

THE FUEL CONSUMPTION AS CORRECTION OF THE MAINTENANCE RATE OF AUTOMOBILES

It is proposed to plan the maintenance of automobiles according to the consumption of fuel instead of the used path.

Keywords: *maintenance, periodicity, the path of automobile, the correction of periodicity TO, the fuel consumption.*

С давних пор и до настоящего времени при эксплуатации автотранспортных средств применяется так называемая планово-предупредительная система их технического обслуживания и ремонта, при которой техническое обслуживание выполняется через установленный производителем пробег, а текущий ремонт — по потребности, т.е. при появлении отказов и неисправностей. Однако у неё есть существенный недостаток, который заключается в том, что она построена на усреднённых и практически постоянных для каждой модели АТС нормативах периодичности ТО, рассчитанных на стабильные условия и режимы эксплуатации АТС. Другими словами, в том, что она не учитывает индивидуальные особенности изнашивания деталей, фактическое их состояние, процессы старения элементов конструкции и материалов, напряженность и объём выполненной до технического обслуживания работы.

Положение о технической эксплуатации и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта предусматривает коэффициенты изменения периодичности и нормативов трудоёмкости и простоев АТС в ТО в зависимости от условий эксплуатации (K_1), модификации подвижного состава (K_2), природно-климатических условий (K_3), пробега с начала эксплуатации (K_4) и числа автомобилей в автотранспортном предприятии (K_5), что несколько сглаживает этот недостаток. Но факторов, от которых зависит фактичес-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Q_р = L \cdot G \cdot f$	$Q_р$ — количество выполненной работы автомобилем между ТО, т·км; L, $m_г$ — пробег и величина перевезённого груза; f — усреднённый коэффициент сопротивления движению автомобиля за этот период
2	$q_{см} = G_р \cdot v \cdot f'$	$q_{см}$ — сменная производительность автомобиля, т·км; $m_р$, v — рейсовая нагрузка и скорость движения автомобиля; f' — коэффициент сопротивления движению
3	$n_{см} = \frac{Q_р}{q_{см}} = \frac{L \cdot G \cdot f}{G_р \cdot v \cdot f'}$	$n_{см}$ — число рабочих смен между техническими обслуживаниями
4	$d_T = E + A \cdot \frac{B \cdot C}{100}$	$d_т$ — норма расхода топлива автомобилем на перевозку груза на 100 км; E — линейная норма расхода топлива; A — дополнительная норма расхода топлива на выполненную транспортную работу (1,3 л/100 т · км); B — грузоподъёмность автопоезда; C — коэффициент пробега автомобиля с грузом (обычно $C = 0,5$)
5	$D_T = \frac{L_L}{100}\left(E + A\frac{B \cdot C}{100}\right)$	DT — периодичность ТО, выраженная в л израсходованного топлива; L_L — применяемая периодичность ТО в км пробега

кое состояние АТС, значительно больше, чем учитывается с помощью коэффициентов $K_1...K_5$. В итоге ТО выполняется всё-таки без учёта фактического состояния АТС, и реальной необходимости: либо преждевременно (что приводит к ненужным трудозатратам и простоям автомобилей, которые могли бы еще работать), либо с запозданием (вследствие чего интенсивно изнашиваются механизмы), что ведёт к росту числа отказов и затрат на текущий ремонт АТС.

Из сказанного выше напрашивается очевидный вывод: в связи с изменчивостью и множественностью эксплуатационных факторов, влияющих на состояние АТС, а также их индивидуальных особенностей необходим такой норматив периодичности их ТО, который учитывал бы количество выполненной каждым АТС работы, условия и режимы этой работы, а также изменение технического их состояния под влиянием если не всех, то большинства эксплуатационных факторов и условий. Причём этот норматив должен автоматически изменяться (корректироваться) в зависимости не только от пробега АТС, но и от условий и режимов реальной эксплуатации.

Возможно ли это? Да, возможно. Например, ни для кого не секрет, что износ деталей, "уход" регулировок и вообще изменение технического состояния элементов АТС между ТО зависит от объёма $Q_р$ выполненной ими работы (затраченной энергии), который определяется [1] не только пробегом L, но и массой $m_г$ перевезённого груза, а также усреднёнными условиями эксплуатации, т.е. усреднённым коэффициентом f сопротивления движению автомобиля (формула № 1 в табл. 1), а часовая (сменная) производительность $q_{см}$ — рейсовой загрузкой $m_р$, скоростью v движения и тем же коэффициентом f сопротивления движению (формула № 2). То есть число $n_{см}$ рабочих смен (часов работы) до ТО определяется отношением $Q_р/q_{см}$. При этом периодичность ТО, выражаемая через $n_{см}$, зависит от нагрузочных G_p, скоростных v, температурных режимов и дорожных условий (формула № 3). Другими словами, в качестве периодичности ТО очень удобно принять количество $Q_р$ выполненной работы (затраченной энергии) между ТО, выразив его через количество $Q_т$ израсходованного топлива. То есть пробег заменить расходом топлива, взяв в качестве критерия действующие нормы расхода топлива для каждой марки и даже модели (формулы № 4 и 5), что полностью решает рассматриваемую проблему.

Она позволяет оперативно и обоснованно уточнить даты (сроки) выполнения ТО, корректировать (изменять) их адекватно изменяющимся условиям и режимам эксплуатации и техническому состоянию АТС.

Так, в случае ухудшения дорожно-климатических условий и тяжёлых режимов работы АТС их километровый и часовой расходы топлива, очевидно, возрастают. И если они превысят нормативный расход, то это означает: АТС нуждается в более раннем очередном ТО. И наоборот: если расход топлива меньше нормативного, то сроки очередного ТО можно увеличить.

Следует отметить, что увязать периодичность ТО не с пробегом АТС, а с количеством израсходованного топлива предлагалось и ранее. Правда, только в отношении сельскохозяйственной техники (табл. 2). Но эти предложения не были приняты. Но принцип вполне приемлем и для техники автомобильной. Например, автор статьи проанализировал работу лесовозных автомобилей МАЗ-509А и установил следующее. В Положении о техническом обслуживании автомобилей МАЗ-509А зафиксировано: периодичность их ТО-1 должна составлять 1500 км пробега, а ТО-2 — 7500 км. Фактическая потребность ТО-1 для проверенных автомобилей этой группы варьируется в пределах 2...5 тыс. км, а ТО-2 от 5 до 20 тыс. км пробега. То есть эти автомобили попадают на ТО-1 и ТО-2 вдвое чаще, чем необходимо.

Здесь срабатывает принцип "кашу маслом не испортишь", т.е. вероятность безотказной работы лесовозов возрастает. Но увеличиваются и сроки их простоев, и трудоёмкость их ТО, а производительность, естественно, снижается. Но, в принципе, всё может "с точностью

наоборот": расход топлива на пробеге между очередными ТО может превысить нормативный. Фактическое изменение расхода топлива рассматриваемыми лесовозными автомобилями МАЗ-509А в течение года приведено на рис. 1. Из него видно, что наименьшее его значение (38 л/100 км) приходится на июнь, а наибольшее (до 81,8 л/100 км) — на сентябрь, т.е. период межсезонной распутицы и высокого сопротивления движению требует более частого обслуживания: с увеличением расхода топлива периодичность ТО в этих условиях, пересчитанная на пробег, уменьшается, по сравнению с нормативным, более чем в 2 раза.

По расходу топлива более объективно определяется срок службы масел и шин до их замены, периодичность ТО агрегатов и систем. В частности, если говорить о шинах, то результаты наблюдений за их пробегом, например, автомобилей УАЗ-451и УАЗ-452, показывают: если их износ контролировать через каждые 4000 км пробега и после 800 кг израсходованного топлива, то статистическая зависимость их износа от расхода топлива получается более тесной (коэффициенты парной корреляции равны соответственно 0,87 и 0,71, а разница в ходимости шин, оцениваемая по пробегу, достигала 13,5 %, а по расходу топлива — всего 1,5 %) [2].

Рассчитываемые значения периодичности ТО по расходу топлива, в свою очередь, требуется корректировать с учётом долговечности и безотказности узлов и агрегатов и в целом автомобиля. Необходимость такой корректировки определяется соотношением удельных трудозатрат на ТО и ТР автомобиля (рис. 2). Так, если затраты на ТО больше затрат на ТР, периодичность ТО может быть увеличена, и наоборот, при значительных затратах на ТР следует уменьшить периодичность ТО, повышая качество технического обслуживания с помощью методов и средств стационарной и бортовой технической диагностики. В частности, из рис. 2 следует, что оптимальная периодичность ТО соответствует примерному равенству затрат на ТО и ТР, т.е. $C_{ТР}$ и $C_{ТО}$.

Таблица 2

Трактор	Нормативы ТО (км) по количеству израсходованного топлива, кг		
	ТО-1	ТО-2	ТО-3
К-700	1600	6400	25 600
Т-150	1400	5600	22 400
Т-4	950	3800	15 200
С-100, Т-100	850	3400	13 600
ДТ-75М	840	3360	13 440
Т-74	650	2660	10 400
МТЗ-80, МТЗ-82	675	2700	10 800
МТЗ-50, МТЗ-52	400	1600	6400

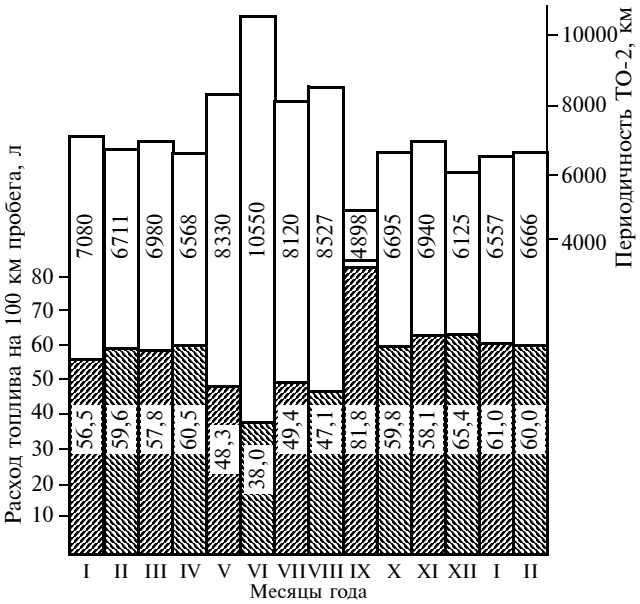


Рис. 1. Изменение периодичности технического обслуживания (в км пробега) лесовозных автомобилей МАЗ-509А в зависимости от периодичности по расходу топлива

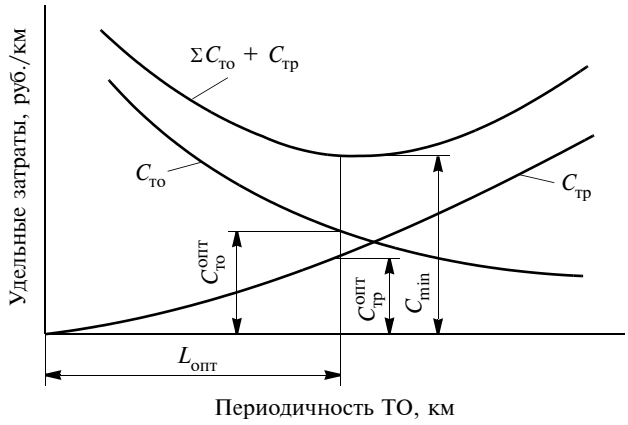


Рис. 2. Влияние периодичности технического обслуживания на величину удельных затрат на техническое обслуживание, текущий ремонт и суммарные затраты

Таким образом, главное достоинство критерия периодичности технического обслуживания по расходу топлива состоит в том, что он даёт возможность более оперативно, чем критерий по пробегу, и достоверно корректировать (уточнять) периодичность выполнения ТО, делая её фактически необходимой и оптимальной для конкретных условий и режимов эксплуатации и каждого АТС. Немаловажно и то, что переход на него не требует каких-либо дополнительных затрат, потому что все заправочные средства оснащены приборами учёта выданного топлива, а некоторые АТС — и бортовыми расходомерами топлива.

Литература

1. Бельских В.И. Справочник по техническому обслуживанию и диагностированию тракторов. М.: Россельхозиздат, 1975. — 400 с.
2. Полканов И., Стильбане З., Рославцев В. Пробег или расход топлива // Автомобильный транспорт. 1988. № 7. С. 30...31.

УДК 05.22.10

КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ МЕТОДОВ И ТЕХНОЛОГИЙ МОЕЧНЫХ РАБОТ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОСЕРВИСА

Е.А. ДУБОВИК
Донской ГТУ (863. 273-85-11)

Рассматриваются методы и инновационные технологии моечных работ, применяющиеся в автосервисе зарубежных стран и России.

Ключевые слова: *автомобиль, технология, методы, моечные работы.*

Dubovik E.A.

THE COMPETITIVENESS OF METHODS AND TECHNOLOGIES FOR WASHING WORK OF SERVICE CENTERS

The methods and innovative technology washing work using in autoservise of foreign countries and Russia.

Keywords: *automobile, technology, methods, pressure washers work.*

Под влиянием загрязняющих веществ, всегда попадающих на внешние (и не только) поверхности автомобиля, происходят, как известно, необратимые изменения химических и физических свойств его лакокрасочных покрытий. Причём степень воздействия этих веществ под влиянием деформаций и вибраций энергетической установки (двигателя), шасси и самого кузов резко возрастает. В результате на его поверхности образуются микротрещины, раковины, выбоины, сколы и т.д., что вызывает коррозию находящегося под покрытием металла.

Чтобы не допустить этого или хотя бы сдвинуть по времени начало таких непростых явлений, заводы-изготовители автомобилей или их дилеры наносят на наиболее подверженные им детали различные защитные составы. И главным способом защиты была и остаётся мойка и последующая (при необходимости) периодическая полировка кузова. Но "дедовский" её вариант, ручная мойка" — процесс трудоёмкий, поэтому его стараются механизировать — применять высокопроизводительное моечное технологическое оборудование, внедрять инновационные методы и технологии и т.д. [1]. Однако такие решения доступны, как правило, только крупным СТОА и специализированным мойкам. Они могут позволить себе не только струйный метод с большим напором воды, но и более совершенные методы — такие, как гидроабразивный (струйный с добавлением абразива), влажное протирание и их комбинация. Мелким же (а их большинство) приходится ограничиваться тем, что по-научному называется струйной мойкой, а в обиходе — поливочным шлангом.

Но каким бы не был применяемый метод, ему присущ один недостаток: большое водопотребление. Поэтому в последние годы все большее распространение получают мойки так называемого замкнутого цикла, при котором до 90 % воды используется повторно. Но это, как уже говорилось, по силам только крупным предприятиям сервиса. Для малых предприятий сервиса такая система слишком дорога. Поэтому их "инновации" в лучшем случае сводятся к добавлению моющих средств в воду. Да и то они делают это не из экологических соображений, а для ускорения процесса мойки. Тем более что и власти считают (как бы по умолчанию): малые они и есть малые, т.е. особого вреда не приносят. Например, всю живность в Москве-реке не уничтожают. Что же касается автомобилистов-любителей ("частников"), то здесь дело чаще всего сводится к применению ведра и тряпки или щётки.

Такова российская реальность. В связи с этим возникает вопрос: а как процессы мойки автомобилей организованы за рубежом, например, в странах Западной Европы? Ответ однозначен: совершенно по-другому, чем в России. Там всё построено на очень жёстких законодательных требованиях, которые совершенно не зависят от того, к кому они предъявляются — большим, средним или малым предприятиям. Что заставляет эти предприятия ориентироваться именно на инновационные методы. Вот тому пример: немецкая фирма "Обаг" разработала конструкцию установки мод. 1/4/70/6 для мойки автомобилей, работающую вообще без водопотребления [2]. Её принцип действия основан на следующем.

В обычный моечный комплекс, передвигающийся на роликах по рельсам, вмонтировано три электродных излучателя, питаемые от сети напряжения 220 В. Эти излучатели посылают электромагнитные микроволны, под действием которых в находящихся на поверхности автомобиля веществах (пыли, грязи) возникает вибрация, "отрывющая" их от облучённой поверхности. Мощность, потребляемая такой установкой, составляет ~2 кВт, цикл мойки не превышает 5 с.

Единственным недостатком этого технологического процесса является выделение теплоты: за 5 с поверхности кузова нагреваются до 313 К (40 °С). Однако такое тепловыделение совершенно не и расплавляет ни лакокрасочные материалы, ни, естественно, расположенный под ними металл.

Итальянская фирма "Иала" создала моечную, хотя и не совсем "сухую", бесконтактную и высокопроизводительную моечную установку. Реализуемый с её помощью технологический процесс основан на законе "полярности знаков": в воду, используемую для мойки, вводят коагулянт (сернокислый алюминий, известь и др.) который при соединении с солями воды образует хлопья, адсорбирующие частицы загрязнений. При этом мойка выполняется в три этапа, на первом из которых поверхность автомобиля бомбардируется отрицательно заряженными мелкими капельками коагулянта, а на втором — заряженными положительно. В результате все взвешенные на предыдущем этапе вещества окончательно удаляются с поверхности кузова. Завершающая стадия (третий этап) технологического процесса состоит в том, что автомобиль после "бомбардирования" проходит процесс ополаскивания подогретым воздухом.

В Германии запатентован способ мойки, основанный на электропроводимости различных элементов конструкции кузова. Его суть заключается в следующем: струя моющего раствора используется в качестве проводника, благодаря чему электрический ток, проходя по ней, значительно ускоряет и улучшает очистку поверхности. С этой целью очищаемый элемент и сопло распылителя моющего реагента (раствора)

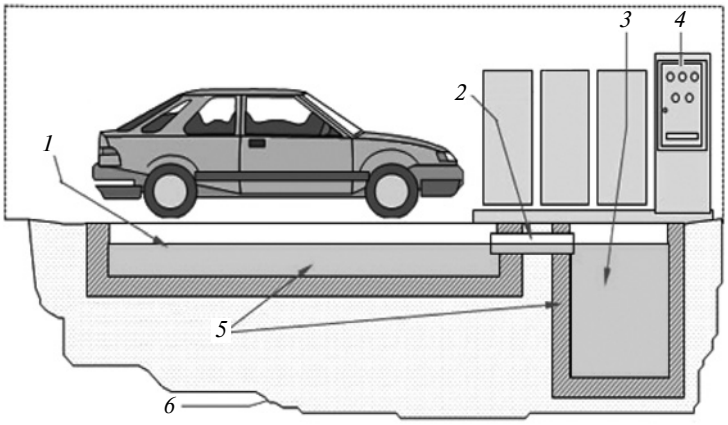
соединяют с двумя плюсами источника постоянного тока, в качестве которого используется электрогенератор типа "лиандр", создающий электроимпульсы небольшой частоты. Для увеличения электропроводности струи в моющий раствор вводятся добавки и предусмотрено плавное изменение электрического тока струи с помощью реостата, включенного в электрическую цепь системы "сопло — струя — очищаемый элемент". Эффект мойки увеличивается также в результате периодического изменения полярности, и, следовательно, направления тока в струе.

В Германии также запатентованы несколько вариантов методов водоэкономной очистки поверхности автомобиля "моющими полотнищами". В одном случае моечная установка содержит качающуюся раму с проёмом, через которую проходит автомобиль, пересекая закреплённые на ней "мокрые полотнища", каждое из которых состоит из гибких лент. Эти ленты воздействуют на верхнюю, боковые, переднюю, заднюю и углублённые поверхности кузова, а также на нижние части элементов пассивной защиты автомобиля (бамперы), очищая их.

Во втором случае рама устройства состоит из разнесённых в поперечном направлении дугообразных частей, каждая из которых располагается в плоскости, параллельной траектории перемещения автомобиля, а полотнища проходят между дугообразными частями рамы и располагаются на некотором расстоянии друг от друга вдоль траектории перемещения автомобиля.

В третьем случае устройство состоит из рамы и механизма привода, смонтированного на ней электродвигателя. На ней же установлены круглые держатели, в которых закреплены группы моечных полотен, которые соединяются между собой при въезде автомобиля его на мойку, образуя из каждой группы полотен единое полотно. Электродвигатель вращает эти полотна в противоположных направлениях, ленточные их элементы, которые случайно сцепляются между собой, превращаясь в своеобразную мочалку, хорошо очищающую загрязнённые поверхности автомобиля.

Запатентована и установка для протирки вымытых поверхностей автомобиля после мойки. Она представляет собой ротор, на котором подвешены упругие элементы (ленты), выполненные из водопоглащающего материала. При его вращении эти ленты касаются влажной поверхности и удаляют с неё остатки воды. Предусмотрено и устройство для отжима мокрых лент (отжимные ролики).



Принципиальная схема мобильной автомойки:

1 — сборный лоток; *2* — верхний перелив (труба); *3* — нефтеотделитель; *4* — трехступенчатый фильтр; *5* — бетонное основание; *6* — песчаная подушка

Что касается российского автосервиса, то на его предприятиях проблемой мойки не занимаются. Например, одним из инновационных мероприятий, направленных на совершенствование технической оснащённости, является создание и внедрение мобильных моечных постов. Так, компания "Мобил мойка", входящая в холдинг "Мобил групп", которая занимается продвижением и решением любых вопросов, касающихся оказания автосервисных услуг (работ), создала уже завоевавшую популярность в российском автосервисе технологию создания быстровозводимой безфундаментной металлоконструкции автомоечного здания из сборно-разборных панелей. Она не требует обеспечения инженерными коммуникациями, работает по принципу рециркуляции воды. Иначе говоря, технологию возведения автономных автомобильных моек, которые позволяют обойтись без капитального строительства, без привлечения какой-либо тяжёлой строительной техники, силами 2...3 рабочих и сохраняют все плюсы стационарной мойки.

Применяемая в таких мойках технология очистки автомобилей от загрязнений тоже довольно проста (см. рисунок). Вода, использованная для мойки, после ёмкости для отстаивания (лотка *1*) через верхний перелив (трубу *2*), поступает в нефтеотделитель *3*, где освобождается от основной части нефтепродуктов. Далее через второй верхний перелив (труба *5*), который погружен на 2/3 глубины нефтеотделителя, она поступает в отделение "осветления" и перекачивается насосом в линию, состоящую из трёх ступеней фильтров *4*. Очистившись от них, вода возвращается в моечный аппарат для повторного использования (на рисунке не показан).

Нефтепродукты, всплывшие в нефтеразделителе, обезвоживаются за счёт длительного отстаивания, после чего вывозятся на утилизацию, частицы других загрязнений собираются в фильтрах и в тех же ёмкостях для отстаивания, так что сбор и вывоз на утилизацию особого труда не представляет.

Как видим, наш автосервис в отношении развития технологий мойки делает пока что лишь первые шаги — внедряет замкнутый водооборот. Но нужны и шаги следующие — полный отказ от воды, т.е. полное исключение воды из процессов мойки: достаточно приспособить к нашим условиям те режимы, которые уже есть за рубежом

Литература

1. Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.И. Механизация производственных процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей. Учебное пособие. — М.: МГИУ, 2003. —284 с. с ил.
2. Напольский Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания. М.: Транспорт, 1993. — 272 с.

УДК 625.7:502.2

ИСТОЧНИКИ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ПРИДОРОЖНОЙ ПОЛОСЫ И МЕРЫ СНИЖЕНИЯ ИХ НЕГАТИВНОГО ВЛИЯНИЯ НА ЭКОСИСТЕМУ

Канд. техн. наук **В.А. ГАНЖА**, канд. хим. наук **М.А. КОВАЛЕВА**, **П.В. КОВАЛЕВИЧ**, **И.В. КАПТЮК**
Сибирский федеральный университет (391. 244-86-25)

Рассматривается одна из эффективных мер повышения экологической безопасности территорий, прилегающих к автомобильным дорогам — применение растительных насаждений из видов, устойчивых к техногенным загрязнениям.

Ключевые слова: *техногенные загрязнения придорожной полосы, экологическая безопасность, транспортные средства, биологические альтернативные топлива.*

Ganzha V.A., Kovaleva M.A., Kovalevich P.V., Kaptuk I.V.

SOURCES OF POLLUTION OF THE ROADSIDE STRIP AND MEASURES TO DECREASE IN THEIR NEGATIVE INFLUENCE ON THE ECOSYSTEM

One of effective measures of increase of ecological safety of the territories adjacent to highways — application of vegetable plantings from the types steady against technogenic pollution is considered.

Keywords: *technogenic pollution of a roadside strip, ecological safety, vehicles, biological alternative fuels.*

Участки местности, прилегающие к автомобильным дорогам различных категорий, как известно, подвержены усиленному воздействию техногенных загрязнений. Основные загрязняющие агенты — это противогололедные фрикционные материалы и реагенты, токсичные, канцерогенные и загрязняющие компоненты отработавших газов двигателей внутреннего сгорания, а также продукты изнашивания автомобильных шин, тормозных колодок, самого покрытия дороги. Кроме того, имеют место утечки топлив, смазочных материалов и эксплуатационных жидкостей, потери сыпучих грузов и т.д. [1—3].

Воздействию перечисленных загрязнений подвергается почвенный покров, растительность и воздух придорожных территорий. И последствия такого воздействия крайне негативны. В почве аккумулируются тяжёлые металлы (свинец, цинк, медь), органические материалы (нефтепродукты, бенз(α)пирен), хлор и натрий (компоненты противогололёдных реагентов) и другие химические элементы. Этим провоцируется деградация растительности, снижение устойчивости лесных насаждений, обеднение биологического разнообразия. Основываясь на результатах многолетних исследований влияния техногенных воздействий на экосистемы придорожной полосы территорию шириной 40—50 м по обе стороны дороги считают "зоной смерти" [4], в которой деревья гибнут быстрыми темпами. Здесь преобладают усыхающие деревья с сильно изреженной кроной или только отдельными живыми ветвями, листва (хвоя) преждевременно желтеет и осыпается, отсутствует текущий прирост по высоте и т.д.

Все вышесказанное свидетельствует о том, что разработка и реализация мероприятий, направленных на снижение техногенной нагрузки на придорожные территории и, как следствие, улучшение их экологического состояния — задачи весьма актуальные.

В качестве таких мероприятий автор работы [4] приводит следующие: строительство параллельных магистралей, для снижения транспортной нагрузки существующих автомобильных дорог; создание современных транспортных развязок, обеспечивающих непрерывное движение транспортных средств в установившемся режиме; строительство шумозащитных экранов, частично ограничивающих распространение загрязнений, а также использование для таких экранов газопоглощающих блоков из материалов, сорбирующих отработавшие газы ДВС; обязательная установка на механические транспортные средства каталитических нейтрализаторов, дожигателей, разработка и внедрение других технических решений, направленных на снижение концентраций вредных веществ в отработавших газах ДВС; высадка наиболее устойчивых к техногенным загрязнениям пород деревьев (по возрастанию толерантности: дуб < ель < сосна береза < тополь < ива).

Основная идея данной работы — использование устойчивых к техногенным загрязнениям растительных насаждений (деревьев, кустарников, масличных культур и т.д.) при разработке мероприятий по улучшению экологического состояния придорожных территорий. Предполагается использование деревьев и кустарников при обустройстве снегозащитных насаждений, располагаемых вдоль автомобильных дорог, а соевых культур — в качестве сырья для производства экологически чистых альтернативных биологических и биодизельных топлив.

При зимнем содержании автомобильных дорог дорожными эксплуатационными организациями проводятся работы по обеспечению бесперебойного и безопасного движения, включающие защиту дорог от снежных заносов, очистку дорог от снега, и борьбу с зимней скользкостью [5, 6].

Снегозащитные средства, используемые для защиты дорог от снега по принципу воздействия на снеговетровой поток, подразделяются на средства снегопередувающего и снегозадерживающего действия. К первой группе средств относятся снегопередувающие заборы. Во вторую группу входят заборы, щиты, сетки, пространственные конструкции, устройства с изменяющейся просветностью, снежные траншеи и лесные полосы.

Надёжными и эффективными снегозащитными средствами постоянного размещения являются снегозащитные лесные полосы, устраиваемые в соответствии с рекомендациями документа [5] вдоль автомобильных дорог в виде одной или нескольких лесных полос и кустарниковой опушки, размещаемой с полевой стороны лесной полосы или в виде живых изгородей из ели и высоких кустарников. Ель также отмечена в перечне пород деревьев, наиболее устойчивых к техногенным загрязнениям [4], что является дополнительным критерием пригодности этой породы деревьев для обустройства снегозащитных лесных полос. Кроме ели, из хвойных пород деревьев для этих целей может быть использована лиственница сибирская, а из лиственных — дуб, ясень ланцетный, липа, тополь, граб, шелковица, гледичия. При выборе кустарников следует руководствоваться следующим перечнем: бирючина, гордовина, акация жёлтая, спирея, жимолость, шиповник [5]. Более высокая, чем у деревьев устойчивость кустарников к антропогенным воздейс-

твиям установлена результатами многолетних наблюдений учёных за состоянием древесной растительности в зоне действия лесовозных автомобильных дорог, изложенными в работе [7]. Такие снегозащитные лесные полосы благодаря устойчивости к техногенным загрязнениям могут длительное время (десятилетиями) выполнять свою основную функцию — защиту дорог от снежных заносов, что в свою очередь будет способствовать снижению техногенной нагрузки на придорожные территории следующим образом.

Ограниченный лесополосой объём снегоприноса на покрытия заносимых участков автомобильных дорог повлечёт за собой и сокращение объёмов работ по очистке этих покрытий от снега, выполняемых снегоуборочными машинами и, как следствие, снижение общей энергоёмкости этих работ, уменьшение расхода топлива и количества отработавших газов, выбрасываемых двигателями этих машин в воздух придорожной зоны. Даже при формировании на дорожных покрытиях снежного наката и льда, толщина этих снежно-ледяных образований будет существенно меньше, чем при отсутствии лесополос. Следовательно, можно снизить и расход химически активных противогололёдных реагентов, используемых при реализации химического метода зимнего содержания дорог. Известно, что расход реагентов нормируется в зависимости от интенсивности выпадающего снега (толщины слоя отложений) и температуры окружающего воздуха [5]. В этом случае сократятся объёмы работ как по распределению реагентов на дорожные покрытия, выполняемые машинами-распределителями, так и объёмы работ по удалению разрыхленной под их воздействием водно-снежной массы, выполняемые, например, плужно-щеточными снегоочистителями. Оба вида работ могут выполняться комбинированными дорожными машинами, несущими как распределительное, так и уборочное навесное оборудование. Сокращение объёмов этих работ, как и в случае с работами по очистке покрытий от снега, повлечёт за собой снижение общей энергоёмкости их выполнения, уменьшение расхода топлива и количества отработавших газов, выбрасываемых двигателями распределительных, уборочных и комбинированных дорожных машин в атмосферу. При этом степень негативного воздействия на придорожные территории химически активных элементов также будет снижена в связи с уменьшением количества реагентов, распределяемых на дорожные покрытия. Обеспечиваемые, в результате выполнения работ зимнего содержания более высокие эксплуатационные показатели дорожных покрытий создадут условия для движения механических транспортных средств в наиболее экологически благоприятном непрерывном установившемся режиме.

В сельском хозяйстве и на транспорте все большее применение находят альтернативные моторные топлива: синтетические, получаемые из природного газа, угля и прочих углеводородных ресурсов, биоэтанол, биогаз, водород, биодизельное топливо и др. Необходимость использования таких топлив обусловлена истощением мировых запасов нефти, повышением цен на традиционные нефтяные моторные топлива, ужесточающимися требованиями к токсичности отработавших газов двигателей внутреннего сгорания.

Для использования в автомобильных и тракторных дизелях наиболее перспективны биодизельные топлива на основе растительных масел, источником которых служат масличные культуры — соя, подсолнечник, рапс. Растительные масла в системах топливоподачи дизелей могут использоваться как в чистом виде [8], так и в составе смесевых топлив, например: этанол и рапсовое масло [9]; дизельное топливо и соевое масло [10]; дизельное топливо и метиловый эфир рапсового масла [11] и др.

Результатами исследований рабочих процессов дизелей с использованием биологических и биодизельных топлив установлено существенное улучшение их экологических показателей по сравнению с аналогичными показателями, получаемыми при работе этих двигателей на традиционных нефтяных дизельных топливах [8—11]. Так, в работе [10] приведены результаты стендовых испытаний дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) при работе на нефтяном дизельном топливе и на его смеси с соевым маслом на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого испытательного цикла по ГОСТ Р 41.49—2003 (Правила ЕЭК ООН № 49) с установочным углом опережения впрыска топлива $\theta = 13^\circ$ при полной подаче топлива. Целью исследований являлась оценка возможности использования соевого масла в качестве биологической добавки к дизельному топливу.

Испытания двигателя при использовании смеси 80 % дизельного топлива и 20 % соевого масла дали следующие результаты. Наблюдалось существенное снижение дымности (K_x) отработавших газов: на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 16 до 8 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с 43 до 27 %. Также имело место снижение концентрации в отработавших газах оксидов азота: на режиме холостого хода при $n = 880$ мин$^{-1}$ — с 0,01 до 0,008 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с 0,07 до 0,059 %, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 0,0605 до 0,0515 %. Уровень содержания в отработавших газах монооксида углерода также имел тенденцию к снижению: если в режиме холостого хода при $n = 880$ мин$^{-1}$ наблюдалось некоторое повышение его концентрации с 0,024 до 0,026 %, то на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$, значения этого показателя снижались от 0,033 до 0,024 %, а в режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 0,0102 до 0,009 %. Применение исследуемого биодизельного топлива способствовало снижению и концентрации в отработавших газах несгоревших углеводородов: на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — с 0,017 до 0,013 %, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — с 0,0108 до 0,009 %.

Приведённый пример дополнительно подтверждает обоснованность выводов разных исследователей о целесообразности и перспективности использования биологических и биодизельных топлив в дизельных двигателях.

Наибольшие объёмы мирового производства растительных масел приходятся на соевое, пальмовое, рапсовое и подсолнечное масла, как пищевые, так и предназначенные для различных технических целей. Причём в качестве сырья для производства последних, могут успешно использоваться семена, выращенные в неблагоприятных условиях, например на тех же самых придорожных полосах! В связи с этим, целесообразно на участках местности, прилегающих к автомобильным дорогам, устраивать посевы соевых культур с последующей (после вызревания) их уборкой и переработкой. При планировании этих мероприятий и выборе засеваемой культуры необходимо учитывать почвенно-климатические условия региона, рельеф местности, возможность доставки в район посева сельскохозяйственной техники и т.д. Полученное в результате выполнения всего комплекса работ растительное масло, следует использовать в качестве биологического или биодизельного топлива в дизелях различной по назначению техники, в том числе и сельскохозяйственной, используемой при вспашке земли, посеве и уборке масличных культур на территориях, прилегающих к автомобильным дорогам, а также механических транспортных средствах, двигающихся по этим дорогам.

В этом случае степень негативного воздействия техногенных загрязнений на придорожные территории будет снижена в основном за счёт меньшей дымности отработавших газов и меньшего содержания в них канцерогенных и токсичных компонентов.

Использование на территориях, прилегающих к автомобильным дорогам, растительных насаждений из видов, устойчивых к техногенным загрязнениям с целью обустройства снегозащитных лесных полос и посевов культур для получения альтернативных биологических топлив, с последующим их применением в дизелях различной по назначению техники, позволит снизить техногенную нагрузку на придорожные территории и улучшить их общее экологическое состояние.

Литература

1. Куляшов А.П. Зимнее содержание дорог / А.П. Куляшов, Ю.И. Молев, В.А. Шапкин; Нижегор. гос. техн. ун-т. — Н. Новгород, 2008. — 353 с.
2. Сушков А.С. Методы определения антропогенного воздействия на почвенный покров придорожных территорий при движении потоков лесовозных автопоездов / А.С. Сушков // Строительные и дорожные машины. — 2014. — № 12. С. 29—31.
3. Борисюк Н.В. Летнее содержание автомобильных дорог и дорожных объектов / Н.В. Борисюк, С.М. Дмитриев // Наука и техника в дорожной отрасли. — 2015. — № 3. — С. 17—20.
4. Сушков А.С. Оценка влияния аэрозольных выбросов на экосистемы придорожной полосы автомобильных дорог / А.С. Сушков // Строительные и дорожные машины. — 2014. — № 5. С. 16—19.
5. Методические рекомендации по ремонту и содержанию автомобильных дорог общего пользования. — Взамен ВСН 24—88. — Введ. 17.03.2004. — М.: Изд-во стандартов, 2004. — 103 с. (Отрасл. дор. метод. док.).
6. ГОСТ Р 50597 — Автомобильные дороги и улицы. Требования к эксплуатационному состоянию, допустимому по условиям обеспечения безопасности дорожного движения. — Введ. 01.07.94. — М.: Изд-во стандартов, 1994. — 11 с.
7. Сушков А.С. Методы исследования и оценки объектов загрязнения в зоне действия лесовозных автомобильных дорог / А.С. Сушков // Строительные и дорожные машины. — 2014. — № 11. С. 9—11.
8. Рыжов Ю.Н. Двухтопливная система тракторного дизеля с многоступенчатым подогревом / Ю.Н. Рыжов, А.П. Иншаков, А.А. Курочкин // Тракторы и сельхозмашины. — 2014. — № 6. С. 11—13.
9. Лиханов В.А. Эффективные показатели дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на этаноле и рапсовом масле с двойной системой топливоподачи / В.А. Лиханов, М.И. Арасланов, А.Н. Козлов // Тракторы и сельхозмашины. — 2014. — № 7. С. 5—7.
10. Марков В.А. Исследование работы дизеля на смесях дизельного топлива и соевого масла / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.А. Неверов // Тракторы и сельхозмашины. — 2014. — № 11. С. 3—9.
11. Марков В.А. Влияние состава смесевого биотоплива на параметры процесса впрыскивания топлива в дизеле / В.А. Марков [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. — 2014. — № 12. С. 3—9.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113.

АЛГОРИТМ ОЦЕНКИ ВИБРАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА ОСНОВЕ НЕЙРОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Доктор техн. наук **И.Ф. ДЬЯКОВ**
Ульяновский ГТУ (8422. 77-81-49)

Приведена математическая модель оценки вибрации автомобиля при движении по неровностям дороги на основе нейронной технологии. Даётся краткое описание математической модели параметров подвески. В качестве целевой функции используется время успокоения колебаний подрессоренной массы. Целевая функция определяется из графика переходного процесса. Решение задачи осуществляется методом штрафных функций. При минимальном значении целевой функции принимаются основные параметры подвески, которые вводятся в нейронную сеть для оценки параметров вибрации.

Ключевые слова: *уровень вибрации, виброакустика, время успокоения, коэффициент точности установки подрессоренных масс, коэффициент виброзащиты, метод штрафных функции, нейронные сети.*

Dyakov I.F.

ESTIMATION ALGORITHM VIBRATION VEHICLES BASED ON NEURAL TECHNOLOGY

In the article a mathematical model for evaluating the vibration of the car when driving on rough roads based on the on the basis is considered. There is a short description of the mathematical models of the suspension's parameters. Releasing time of vibration of the sprung mass is used as a performance function of the analysis. The performance function is determined on the basis or the time-response characteristics. The problem is solved by penalty function method. At the minimum value of the performance function basic parameters of the suspension are considered and which are introduced into neural network vibration's parameter estimation

Keywords: *vibration level, vibroacoustics, releasing time of vibration, precision factor of the sprung mass, vibration protection factor, penalty function method, neural networks.*

Уровень оценки вибрации автотранспортных средств — один из важнейших показателей, характеризующих совершенство конструкции любой модели. В настоящее время транспортные потоки, плотность которых постоянно возрастает, являются основным

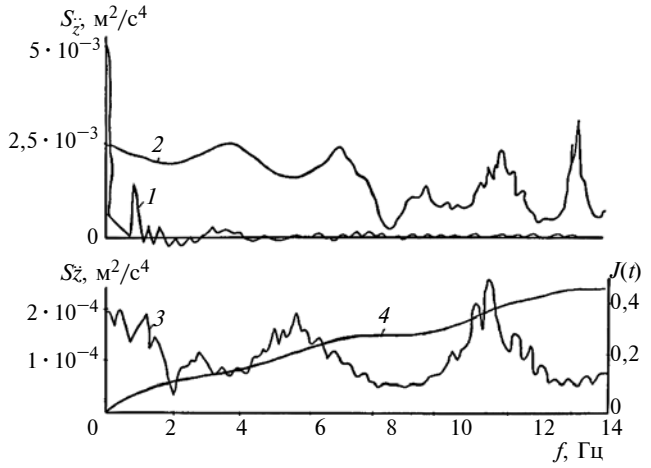


Рис. 1. Изменение спектральной плотности $S_{\ddot{z}}$ виброускорений подрессоренной массы от частоты колебаний f:

1 — автокорреляционная функция; *2, 3* — спектральная плотность неподрессоренных и подрессоренных масс; *4* — интегральная спектральная плотность подрессоренных масс

источником шума в зонах городских улиц и автомагистралей. Эта проблема особенно актуальна для грузовых автомобилей, уровень шума которых превышает предельно допустимые нормы согласно Правилам ЕЭК ООН. При расчёте и анализе виброакустических характеристик транспортных средств используют два способа оценки: спектральный и интегральный [1, 2].

Первый способ основан на спектральной плотности и спектре средних квадратических отклонений: вертикальных ($\ddot{z}$) и горизонтальных (продольных $\ddot{x}$ и поперечных $\ddot{y}$) виброускорений на сидении водителя и в характерных точках подрессоренной части машины, которые должны соответствовать ИСО-2631.

Чаще всего в качестве спектральных характеристик принимают спектральную плотность и спектр средних квадратических отклонений рассчитанных величин. При этом расчёт проводят по значениям спектра на каждой частоте сигнала, приходящейся на заданную полосу частот при разбиении рассматриваемого частотного диапазона на интервалы. На рис. 1 показано изменение спектральной плотности виброускорений $S_{\ddot{z}}$ подрессоренной массы автомобиля УАЗ при частоте колебаний f_z и скорости движения 50 км/ч на грунтовой дороге.

При увеличении скорости движения уровень вибрации подрессоренной массы возрастает вследствие неуравновешенности вращающихся масс. Известно, что неровности дороги и детали колёс изготавливают с определёнными допусками, которые являются одной из причин периодического изменения амплитуды колебаний подрессоренных масс. На частотный состав колебаний шин влияют как конструктивные параметры резинокордной оболочки, так и характеристики дорожного покрытия.

Защита транспортного средства от вибрации при движении по неровностям дороги возможна, если подвеска оптимальна, согласована с жесткостными характеристиками шин, опорами крепления агрегатов и уравновешенностью вращающихся масс трансмиссии. Критерием оценки подвески может быть время успокоения $t_{усп}$, за которое амплитуда колебаний уменьшится до заданной минимальной величины, выраженной по формуле № 1 (см. табл.).

Обеспечение минимума критерия оценки подвески возможно с учётом ограничений.

Обозначив силу сопротивления подвески через $F_{под} = f(m_п \ddot{z})$, где $m_п$ — подрессоренная масса и учитывая, что она направлена в сторону, противоположную скорости движения подрессоренной массы, можно получить дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами из выражения № 2. Если в уравнении № 2 отношение $k_{усп}/m_n$ выразить через ω_o, то оно примет вид уравнения № 3. Кроме внешней возмущающей силы действует еще восстанавливающая сила, стремящаяся вернуть подрессоренную массу в положение равновесия. Выразив возмущающую силу через $F_в \sin\omega t$, а восстанавливающую — через — $c_n z$, где c_n — жесткость подвески (знак минус указывает, что восстанавливающая сила всегда противодействует возмущающей), получим уравнение № 4 движения подрессоренной массы без учёта трения. Движение подрессоренной массы с амортизатором при угловом колебании выражают уравнением № 5, а при вертикальном — в виде уравнения № 6.

Амортизатор создает момент успокоения при крене автомобиля или силу успокоения, пропорциональные скорости перемещения его рабочего элемента. Так как амплитуда колебаний зависит от степени успокоения, то выражения № 3 и № 4 можно привести к виду № 7 и № 8.

Представив подрессоренную и неподрессоренную массы в виде отдельных масс и выразив их кинетические и потенциальные энергии, использовав уравнение Лагранжа II рода и выражения № 7, № 8, можно составить матрицу перемещений масс. Задавая частоты колебаний для каждой массы и выражая их реальные и мнимые части, получим амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ), по ним находим переходные процессы и время успокоения подрессоренной массы.

Исследования вибрации силового агрегата транспортного средства показали, что влияние неровностей дороги проявляются в основном в диапазоне частот 0...64 Гц, причём возмущения носят различный характер и некоррелированы между собой, тогда можно рассматривать каждую массу в отдельности [3].

На рис. 2 показаны АФЧХ вертикальных колебаний двигателя Z_4 при различной жёсткости подвески и передних колёс. На рис. 3 — амплитудно-фазочастотная характеристика угловых колебаний φ_4 силовой установки при тех же условиях движения и жёсткости подвески 6,6 кН/м и передних колёс 26,4 кН/м.

Сравнительные спектры амплитуд виброперемещений для различных жёсткостей виброопор силовой установки показали, что как вертикальные, так и угловые колебания имеют три колебательных контура и не имеют чёткой закономерности из-за силы инерции второго порядка от возвратно-поступательно движущихся масс двигателя.

На рис. 4 показано влияние спектра вертикальных колебаний подрессоренной массы на водителя φ_7, который имеет один колебательный контур при тех же условиях движения и жёсткостях опор силовой установки и шин. Полный расчёт амплитудно-фазочастотных характеристик сосредоточенных масс приведен в работе [3]. По графикам переходных процессов можно определить относительные коэффициенты затухания ψ_z из выражения № 9. Коэффициент затухания колебаний h_z связан с относительным коэффициентом ψ_z зависимостью $h_z = \psi_z \frac{2\pi}{T_{ср}}$, где $T_{ср}$ — средний период свободных колебаний, взятый из переходного процесса. Затухание колебаний водителя выражено $h_{z_c} = \psi_{z_c} \nu_c$, где ψ_{z_c} — относительный коэффициент затухания в сиденье; $\nu_c = \frac{1}{2\pi}\sqrt{c_c g/m_в}$ — собственная частота сиденья; $c_с$ — жесткость сиденья; $m_в$ — масса водителя.

Изложенные условия включаются в комплексную математическую оптимизационную задачу вибронагружённости отдельных масс, обеспечивая равновесие колебательной системы на стадии проектирования. Рассчитав динамические силы, можно определить вибрационную мощность, излучаемую в опоры силового агрегата, а следовательно, оценить виброизолирующие свойства подвески.

Таблица

№ формул	Формулы	Примечания
1	$t_{усп} = \frac{1}{\varepsilon_y \omega_о} \ln \frac{1}{\lambda(1-\varepsilon_y^2)} \to \min$ $\varepsilon_y = k_{усп}/(2m_п\omega_о) = k_{усп}/(2\sqrt{m_п/c_п})$	$\omega_о = \sqrt{c_п/m_п}$ — коэффициент, зависящий от упругих свойств подвески; $c_п$ — жёсткость подвески; $m_п$ — подрессоренная масса; λ — коэффициент точности установки подрессоренной массы в положение равновесия; $k_{усп}$ — коэффициент успокоения, численно равный силе сопротивления подвески при скорости подрессоренной массы, равной единице ($\dot{z} = 1$)
2	$\ddot{z} = 2\beta_j \frac{k_{усп}}{m_п}\dot{z} + \omega^2 z \leqslant [\ddot{z}]$	$[\ddot{z}] = a_п\omega^2$ — допускаемое ускорение; $a_п$ — амплитуда колебаний подрессоренной массы от неровности дороги; ω — частота колебаний; β_j — коэффициент рассеивания энергии в гидравлическом амортизаторе
3	$\ddot{z} - 2\beta_j\omega_о\dot{z} + \omega^2 z \leqslant [\ddot{z}]$	—
4	$m\ddot{z} + c_п z = F_в \sin\omega t$	$c_п$ — жёсткость подвески
5	$\frac{d^2\alpha}{dt^2} + 2\beta_j w_о \frac{d\alpha}{dt} + \frac{c_п^\alpha}{J_п}\alpha = 0$	$J_п$ — приведённый момент инерции; $c_п^\alpha$ — угловая жёсткость подвески; α, z — угловые и вертикальные колебания подрессоренной массы
6	$\frac{d^2 z}{dt^2} + 2\beta_j\omega_о \frac{dz}{dt} + \frac{c_п^z}{J_п} = 0$	—
7	$J_п \frac{d^2\alpha}{dt^2} + M_{усп} + c_п\alpha + M_{тр} = 0$	$M_{усп}$, $F_{усп}$ — момент и сила успокоения, возникающие при движении автомобиля; $M_{тр}$, $F_{тр}$ — момент и сила трения подвески
8	$m_п \frac{d^2 z}{dt^2} + F_{усп} + c_п z + F_{тр} = 0$	
9	$\psi_z = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{4\pi^2}{\lg^2\rho}}}$	$\rho = a_2/a_1$ — отношение двух последовательных амплитуд одного знака
10	$k_\gamma = a_п/a_н = \sqrt{\frac{\frac{\omega^2}{\omega_о^2}D^2 + 1}{\frac{\omega^2}{\omega_о^2}D^2 + \left(\frac{\omega^2}{\omega_о^2} - 1\right)^2}} < [k_\gamma]$	D — коэффициент демпфирования, физическая сущность которого такая же, как и коэффициента успокоения
11	$K_{ин} = \frac{18}{\sqrt{1 + \left(\frac{\omega_{пр}}{\omega}\right)^2}}\sigma_{\ddot{z}} \leqslant [K_{ин}]$	$\omega_{пр} = 62{,}8\ с^{-1}$ — частота приведения
12	$\sigma_{z,\,y} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\sigma_{ij}^2 k_{ij}^2} \leqslant [\sigma_{z,\,y}]$	$\sigma_{z,\,y}$ — среднее квадратическое виброускорение в i-октавной полосе частот; k_{ij} — весовой коэффициент, характеризующий чувствительность человека в i-й полосе частот колебаний автомобиля
13	$\Delta w_{ij}^{(n)} = -\dot{v}\frac{\partial\sum\varepsilon}{\partial w_{ij}^{(n)}}$	—

Тогда условие степени защиты подрессоренных масс от вибраций можно оценивать *коэффициентом виброзащиты* k_y, равным отношению амплитуды a_n колебаний подрессоренной к амплитуде неподрессоренной $a_{нп}$ массы с учётом параметров демпфера по формуле № 10.

Для оценки вибрации используют ограничения по средним квадратическим значениям вертикальных и горизонтальных виброускорений, определяемых в октавных полосах частот. При определении реакции человека на вибрацию следует учитывать наиболее важные факторы, а именно: интенсивность, частоту, направление действия и длительность (время действия) вибрации. Коэффициент интенсивности восприятия зависит от частоты колебаний, ускорения и скорости, направления и длительности воздействия, и выражается формулой № 11.

Для решения поставленной задачи составляется математическая модель, включающая целевую функцию, ограничения, варьируемые параметры, которые связаны между собой. Выбранный метод оптимизации должен обеспечить глобальный минимум функционала, организующий последовательность процедур с различными начальными условиями, определяемыми с помощью генератора случайных чисел. В программе заложено несколько методов оптимизации, и поиск определённого метода производится по управляющей программе. Программа реализует один из вариантов метода оптимизации. Выбранный метод оптимизации предварительно проверяется на устойчивость решения поставленной задачи по контрольным примерам.

В связи с тем, что ограничения в основном нелинейны, то результаты расчёта обеспечивают устойчивость и заданную точность системы с использованием метода штрафных функций. Используемые значения коэффициента штрафа препятствуют отклонению функционала от границ допускаемой области Парето в обе стороны. Если шаг изменения параметров оказался большим, то штрафная функция может изменить свой знак. Изменение знака функции указывает на необходимость уменьшения шага.

При выборе направления движения к минимуму функционала для исходной точки итерации, лежащей в достаточно малой окрестности границы области, компоненты вектора направления, выводящие за пределы допустимой области, приравниваются к нулю, и движение происходит вдоль границ. По данному критерию можно оценить автомобиль на стадии проектирования, что является точечной оценкой, и в какой-то мере возникает неопределённость рассматриваемых множеств критериев. Любой технический объект имеет векторный характер (многокритериальность), причём улучшение всех выходных параметров является сложной задачей. Сведение многокритериальной задачи к однокритериальной (интегральной) называют свёрткой векторного критерия и выражают через нейронную сеть. В этом случае рассматривают множества условий движения и вибрационных характеристик агрегатов, влияющих на водителя.

Для определения интегрального (однокритериального) показателя (формула № 12) — оценке уровня

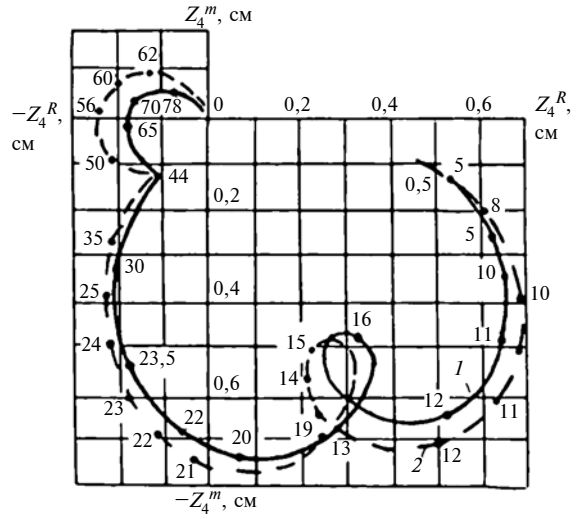


Рис. 2. Спектры амплитудно-фазочастотные характеристики двигателя при жесткости подвески:

1 — 6,6 кН/м и передних колёс — 26,4 кН/м; *2* — 6,8 кН/м и задних колёс — 26,6 кН/м

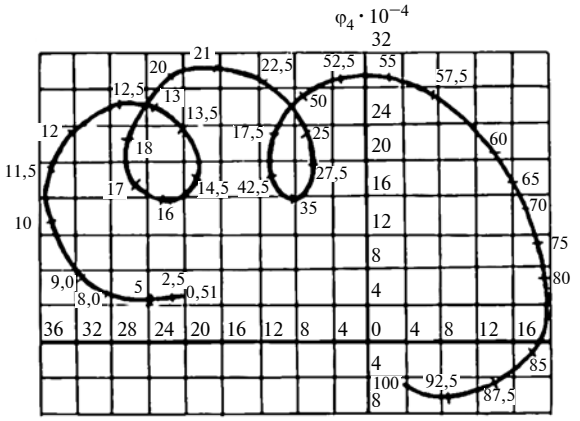


Рис. 3. Спектр амплитудно-фазочастотной характеристики угловых колебаний φ_4 силовой установки

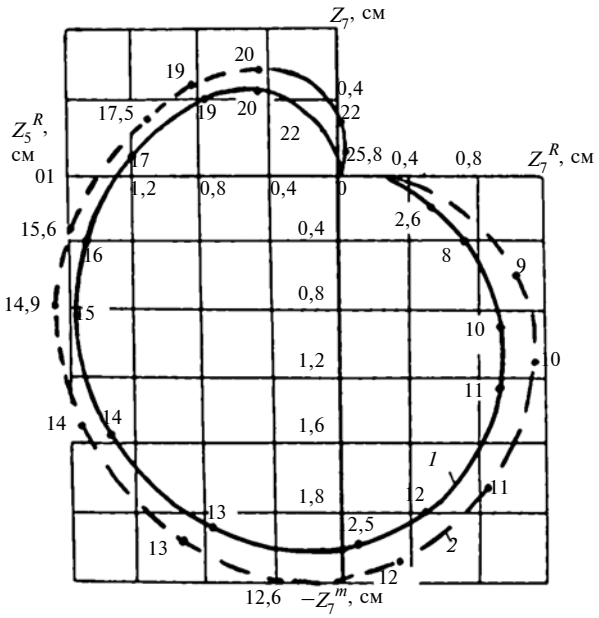


Рис. 4. Спектр амплитудно-фазочастотная характеристика вертикальных колебаний подрессоренной массы на водителя z_7

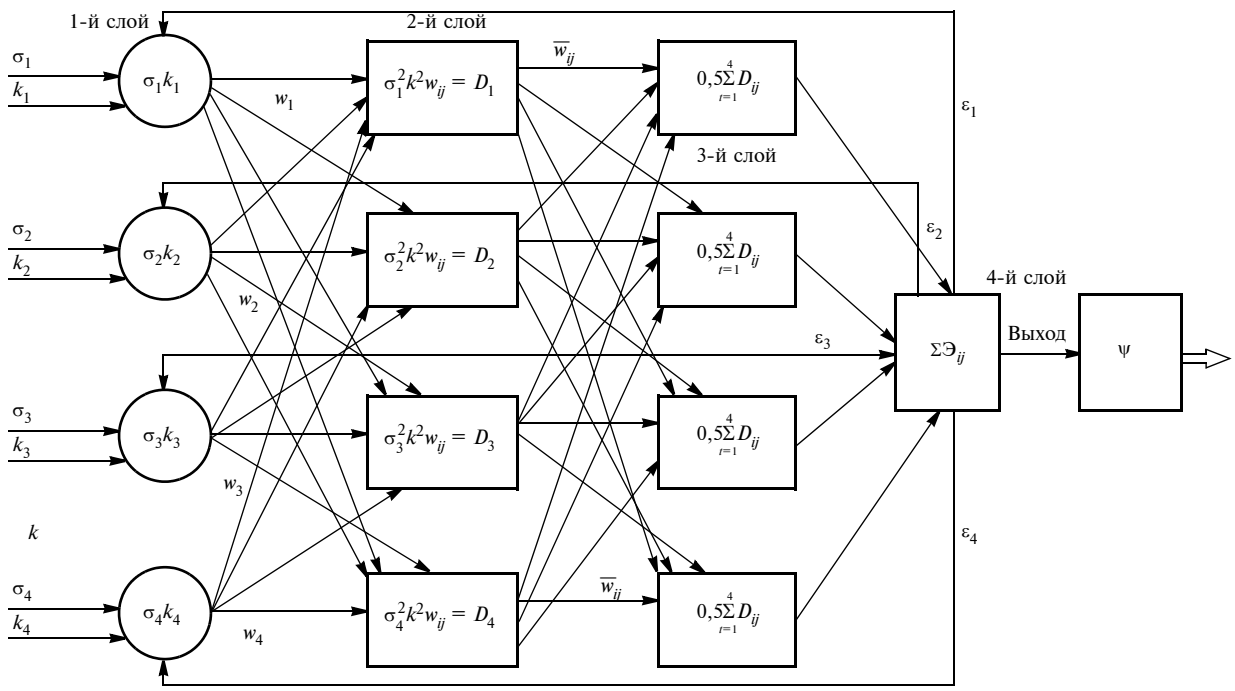


Рис. 5. Архитектура нейронной сети моделирования виброускорения транспортного средства

вибраций, испытываемых водителем, используют корректированные значения вертикальных и горизонтальных (продольных и поперечных) средних квадратических значений виброускорений для полосы частот 0,7...22,4 Гц, измеряемых на левом лонжероне рамы в двух характерных точках над передним и задним мостами.

Влияние же виброускорений каждого подрессоренного агрегата на человека усложняется даже при использовании нейронной сети.

Нейронная сеть позволяет эффективно решать задачи в условиях неопределённости. Она обычно имеет несколько слоёв (рис. 5): первый (1) — рецепторный слой, на который подаются входные данные; 2-й и 3-й — ассоциативные слои, нейроны которых интегрируют полученную информацию; 4-й — эффективный слой, представляющий реакцию (или ответ) нейронной сети.

На вход первого нейрона поступает множество сигналов, каждый из которых является входом другого нейрона. Каждый вход нейрона умножается на соответствующий синаптический "вес, w_{ij}" и смещение. Набор w и смещений рассматриваются как хромосома. Все произведения суммируются, определяя уровень активации нейрона. Множество входных средних квадратических ускорений подрессоренной массы при движении по асфальтированной дороге обозначены через σ_i (где σ_1 — над передним мостом с левой стороны; σ_2 — над передним мостом с правой стороны; σ_3 — над задним мостом с левой стороны; σ_4 — над задним мостом с правой стороны), влияющих на вибрацию транспортного средства. Входные сигналы с первого слоя нейрона формируют так называемый интерфейс нейронной сети, который имеет слой, принимающий в другой нейрон и слой, генерирующий выходные сигналы. Выходной сигнал (формула № 13) с одного нейрона в другой меняется в зависимости от коэффициента синаптической связи w, коэффициента скорости обучения $\dot{\nu}$ и функции суммарной ошибки $\Sigma\varepsilon$ сети.

В итоге каждый нейрон способен определить вклад каждого своего "веса" в суммарную ошибку сети. По результатам выходных сигналов производится сравнение с аналогом и выдаётся ошибка, которая поступает на вход первого слоя, оказывая влияние на изменение "весового" коэффициента w_{ij}. Сигнал ошибки ε_{ij} инициализирует механизм управления, цель которого заключается в применении последовательности корректировок синаптического "веса" нейрона $\sum_{i=1}^{4} D_{ij}$. Эти изменения направлены на пошаговое приближение выходного сигнала к допустимому за счёт минимизации весового коэффициента k_i. Пошаговая коррекция синаптических "весов" нейрона продолжается до тех пор, пока система не достигнет устойчивого состояния. В этой точке процесс обучения останавливается. Эта форма активации единичного скачка называется функцией Хэвисайда [4]. Функции активации определяют выходной сигнал нейрона в зависимости от индуцированного локального поля. При решении этой задачи нейронная сеть должна быть дополнена следующим слоем, число нейронов которого равно числу входных сигналов. В результате преобразования получаем $\psi_{ij} = \sigma_{ij}(\psi)$, где σ_{ij} — активационная функция соответствующего слоя. При анализе выходного сигнала ψ_{ij} проводится корректировка входных сигналов. Если после нескольких действий сеть сходится к локально-

му минимуму, то найденное решение можно считать оптимальным.

Из сравнения результатов по АФЧХ автомобиля в гружёном и негружёном состоянии можно отметить, что у гружёного автомобиля область высокочастотного резонанса несколько сдвинута вправо. Это объясняется тем, что увеличивается величина парциальной частоты неподрессоренной массы вследствие увеличения значения приведенной жёсткости подвески за счёт дополнительной рессоры. Амплитуда перемещений и ускорений при высокочастотном резонансе у гружёного автомобиля меньше, чем негружёного, так как подрессоренная масса значительно больше неподрессоренной и она оказывает меньшее влияние на колебания подрессоренной массы.

Низкочастотный резонанс наступает практически при одной и той же частоте, однако амплитуда перемещений несколько меньше у негружёного автомобиля, чем у гружёного, а скорости и ускорения больше.

Например, параметры подвески, шины, опоры крепления двигателя при движении по грунтовым дорогам выпускаемых автомобилей УАЗ недостаточно полно совпадают с данными, полученными нами после проведённых расчётов примерно на 15...20 %.

Предложенный подход к оценке вибрации позволяет сравнить разнотипные автомобили (полноприводные, неполноприводные, колёсные тракторы и др. транспортные средства). Результаты показали, что с уменьшением коэффициента демпфирования k_γ уменьшается интегральный показатель и стремится к минимуму, обеспечивая улучшения параметров виброзащиты автомобиля при движении.

Литература

1. Жеглов, Л.Ф. Виброакустика колесных машин / Л.Ф. Жеглов. М.: Изд-во МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2013. — 170 с.
2. Основы теории колебаний / В.В. Мигулин, В.И. Медведев, Е.Р. Мустель, В.Н. Парыгин; Под ред. В.В. Мигулина. — М.: Наука, 1978. — 392 с.
3. Дьяков, И.Ф. Основы оптимизации в автомобилестроении / И.Ф. Дьяков. М.: Машиностроение, 2012. — 386 с.
4. Голубеев, Ю.Ф. Нейросетевые методы в мехатронике / Ю.Ф. Голубеев. М.: Изд-во Московского университета, 2007. — 157 с.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.1.036

КОЛЕСО: ПОЯВЛЕНИЕ БЕЗОПАСНОГО КОЛЕСА И ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ ШИН И КОЛЁС

Д-р техн. наук **И.В. БАЛАБИН**
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Несмотря на все усилия по снижению повреждаемости и сохранению герметичности пневматических шин эта проблема до сих пор остается в числе наиболее острых. Ведь потеря колёсным узлом несущей способности лишает автомобиль возможности движения, а если это происходит на большой скорости, то возникает вероятность катастрофы ввиду потери им управляемости.

Для того, чтобы снизить тяжесть последствий от потери герметичности шин, в ряде стран Америки и Западной Европы действуют предписания, обязывающие автомобилестроителей оборудовать свои изделия системой, отслеживающей давление воздуха в шинах. Показатели выводятся на центральную приборную панель для каждого колеса и контролируются водителем.

Не прекращаются работы по созданию так называемого безопасного колеса. При этом существует два направления решения этой проблемы: создание безопасной конструкции шины на стандартном ободе и разработка принципиально новой конструкции колеса. Первый путь менее затратный и наиболее просто реализуемый в производстве, однако уступающий по эффективности второму, где и конструкция шины, и конструкция колеса подчинены главной цели обеспечения безопасности. Однако это сопряжено с изменениями прежде всего в колёсном производстве, которое в настоящее время является массовым с применением автоматических комплексов жёсткой настройки, исключающих переналадку на принципиально новое изделие. При этом в поиске конструкции безопасного колеса реализуется концепция либо нечувствительной к проколам шины, либо возможности продолжать движение на ограниченное расстояние с повреждённой шиной. Сохранение несущей способности шины в разгерметизированном состоянии достигается за счёт более мощных её боковин, исключающих перекос профиля и касание одной из боковин дорожного покрытия с последующим быстрым разрушением.

Наиболее радикальным путём придания колесу способности противостоять проколам следует признать такую конструкцию, в которой вообще отсутствует пневматическая шина, а упругость колеса достигается системой деформируемых элементов. Однако такие конструкции колёс, над которыми интенсивно работают зарубежные фирмы (в том числе и специалисты фирмы "Мишлен" — альма-матер создания

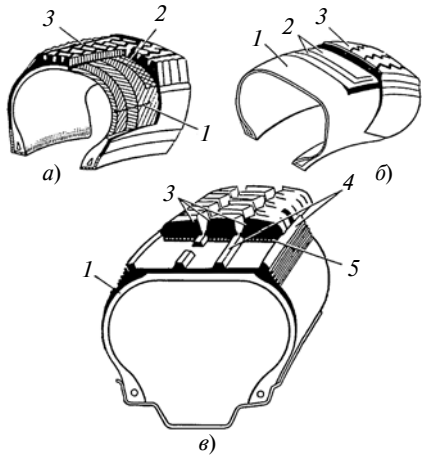


Рис. 1. Разрезы шин:

а) обычной; *б*) типа Р; *в*) типа РС; *1* — слои каркаса; *2* — брекер; *3* — протектор; *4* — продольные направляющие корпуса шины; *5* — металлокорд съёмного протекторного кольца

работоспособной пневматической шины и имеющей своей эмблемой "пневматического человека"), очевидно, имеет свою нишу применения на мобильных нескоростных машинах, для которых ресурс не имеет решающего значения, а главным учитываемым фактором являются специфические условия эксплуатации, например, при освоении других планет. Что же касается обычных земных условий, то пневматическая шина среди прочих систем пока не имеет серьёзных конкурентов, поскольку в качестве упругого элемента в ней используется "невесомый" воздух, регулируя давление которого представляется возможным изменять в зависимости от условий движения жёсткость колеса, а сама эластичность оболочки является идеальным демпфером, поглощающим виброакустические колебания в широком диапазоне скоростей. Немаловажным фактором следует считать безупречную работоспособность и значительный ресурс её работы.

Появлению шин радиальной конструкции сопутствовали шины со съёмным протектором. Конструкция этих шин, показанная на рис. 1, представляла собой "разборную" модификацию шин, у которых функции брекера и протектора выполняли резинокордные съёмные кольца. Эти кольца надевались поверх каркаса шины и при достижении рабочего давления должны были обеспечивать плотную посадку, создавая по замыслу авторов этой конструкции единый монолит с каркасом шины. Это предложение сулило большие выгоды, так как при износе поверхности этих колец последние заменялись на новые, продлевая многократно жизнь шинам с минимальными финансовыми затратами, определяемыми только стоимостью колец. Преимущества этой конструкции могли проявиться и при сезонной смене колец для эксплуатации либо на хороших благоустроенных дорогах, либо в условиях бездорожья, имея соответствующий рисунок беговой дорожки.

Однако, как показала практика эксплуатации, надёжность таких шин оказалась крайне недостаточной ввиду частых случаев разрыва колец в результате повышенных температур, возникающих между кольцом и каркасом шины в зоне её контакта с опорной поверхностью, и после массовых случаев выхода из строя колец от этой идеи отказались, поняв, что желаемого монолита между кольцом и каркасом не получается.

То обстоятельство, что связь мобильной машины с опорной поверхностью осуществляется за счёт сцепления колёс с поверхностью дороги, проблемы реализации тяговой и тормозной динамики, а также устойчивого её качения и управляемости полностью определяются сцепными возможностями колеса. В связи с этим при проектировании шин особое внимание уделяется их сцепным качествам и в первую очередь при движении по мокрым и заледенелым дорогам, так как от этого зависит реализация рабочего процесса машины и обеспечение безопасности эксплуатации.

Для того чтобы наиболее полно решить эту проблему, производители шин усиленно работают над рецептурой резиновой смеси для изготовления протектора, особенно для шин зимних. Однако данная проблема остаётся решённой далеко не в полной мере, особенно в условиях движения по дорогам, покрытым ледяной коркой, наличие которой сводит к минимуму и влияние рисунка, и рецептуры резиновой смеси протектора. Наиболее надёжным эффективным средством обеспечения сцепления колеса с дорогой,

Рис. 2. Шипованная шина

особенно при торможении, остаются шипы противоскольжения, показанные на рис. 2. Шипы впервые появились в северных Скандинавских странах, а затем получили распространение по всему миру в странах с умеренно холодным и холодным климатом, несмотря на то, что разрушают покрытия дорог, когда оно оказывается чистым.

Выстраивая вероятностные прогнозы развития конструкции автомобильного колеса, следует исходить прежде всего из тех процессов мобильной машины, на которые шины оказывают непосредственное влияние. Это прежде всего энергетические и связанные с ними экологические аспекты качения колеса.

Понимание серьёзного вредного влияния продуктов износа шин на здоровье людей заставляет всех и, в первую очередь, крупных производителей уделить этой проблеме первостепенное внимание для того, чтобы изучить механизм образования канцерогенных веществ на поверхности частиц износа шины при соединении их с кислородом воздуха, а затем критически пересмотреть рецептуру резиновых смесей в контексте влияния каждого из ингредиентов на образование вредных выбросов. Успешное решение проблемы защиты окружающей среды в отличие от отработавших газов двигателя, которые нейтрализуются специальными устройствами, для шин может быть достигнуто только за счёт содержания и количества продуктов износа, определяемых составом резиновой смеси. При этом экологический аспект должен оптимально сочетаться с экономическим, зависящим от интенсивности износа, что, в свою очередь, выдвигает требование износостойкости при минимальной степени вредных выбросов, а это делает эту проблему архисложной.

Тем не менее решение этой задачи стоит в числе первоочередных проблем и уже сегодня появляются так называемые "зелёные" шины, обладающие повышенной экономичностью и улучшенными экологическими свойствами.

Второй, а может быть и первой серьёзной проблемой, которая стоит перед специалистами колёсного и шинного дела, является наращивание в будущем усилий по созданию "безопасного" колеса. Те наработки, которые имеются в настоящее время, можно оценить как самый начальный этап решения этой проблемы, существующей столько, сколько существует пневматическая шина, обладающая уникальными свойствами благодаря, как это указано выше, находящемуся в ней невесомому воздуху, удержать, однако, который внутри эластичной оболочки оказывается непростой задачей, если учесть повышенную повреждаемость резинокордного материала со стороны колющих и режущих предметов, оказавшихся на проезжей части дороги. Пока не найдено радикального "противоядия", а понятие "безопасной шины" связывается с возможностью движения на шине, утратившей давление воздуха, до ближайшего сервисного пункта.

Представляет интерес тенденция изменения профиля шины, который изначально имел форму окружности, что также объясняется происхождением шины, берущей своё начало от резинового шланга. Такая форма профиля долгое время оставалась незыблемой, разве что ширина профиля несколько (на 10—15 %) превышала высоту.

В послевоенные годы на грузовых автомобилях стали применять уширенные ободья, размер которых был увеличен примерно на один дюйм, вначале на американских, а затем и европейских грузовых автомобилях. Это дало ощутимый положительный эффект как по курсовой их устойчивости, так и по ходимости шин. Данное мероприятие можно рассматривать как первый удачный опыт по увеличению ширины профиля шины, вслед за которым последовала разработка широкопрофильных шин, призванных заменить задние сдвоенные колёса одинарными широкопрофильными, однако по-настоящему вторжение в изменение профиля шин началось с появлением радиальных шин, конструкция которых позволила отношение высоты к ширине профиля установить любым, начиная от 80 % до 40, 30, 20 и менее процентов. Наиболее ощутимый эффект от снижения высоты профиля по отношению к ширине получается для скоростных легковых автомобилей, обретающих повышенную устойчивость при движении на высокой скорости. Следует заметить, что снижение высоты профиля по отношению к его ширине начиналось от большего процента к меньшему, растянувшись на несколько лет. В настоящее время процесс снижения высоты профиля к ширине подошел к своему пределу и в будущем вряд ли продолжится, так как при этом возникает опасность потери шиной своих деформационных качеств и её неспособность в необходимой мере обеспечить эффективное поглощение виброакустических колебаний, особенно при взаимодействии с неидеальным покрытием, составляющим значительный процент российской дорожной сети. Снижение высоты профиля к тому же еще повышает опасность повреждения бортовых закраин обода колеса. Положительное влияние снижения слойности каркаса шин, наметившаяся в последнее время, будет способствовать всё более активному его внедрению в будущем по мере появления более прочных кордных материалов и совершенствования технологии шинного производства.

Грузовой и автобусный парк уже в настоящее время переходит на бескамерные шины в сборе с глубоким неразъёмным ободом, а в будущем эта тенденция продолжится до полной замены (по крайней мере на автомобилях общего назначения) шин камерного исполнения на бескамерные в силу серьёзных преимуществ бескамерной шины перед камерной, о чём было сказано выше.

Вполне ожидаемые, хотя и связанные с большими проблемами, качественные изменения в технологии производства шин, которая в нынешнем своем виде никак не способствует массовому производству в силу невозможности автоматизации многих технологических операций (сборка и особенно вулканизация).

Попытки изготовления шин из мономатериала пока не имели успеха.

Колёсное производство уже в недалёком будущем ожидает серьёзные перемены, которые обусловлены переходом на бескамерную конструкцию для грузовых автомобилей и автобусов. Колёса для этих шин претерпевают существенные изменения: на смену многокомпонентным придут колёса с неразборным глубоким ободом, имеющим меньшую массу.

Говоря о перспективах развития конструкции колеса, следует заметить, что в настоящее время колёсная подотрасль потребляет недорогие стали, которые более или менее успешно работают благодаря превышающим разумные запасы прочности и является отражением концепции, сформировавшейся на начальных этапах автомобилестроения. В настоящее время имеются недорогие низколегированные стали, применение которых для колёс грузовых автомобилей позволило бы существенно снизить расход материала в производстве, а снижение массы колёсного узла существенно положительно скажется на ходовых качествах автомобиля, тем более если учесть, что колесо в отличие от многих узлов и агрегатов при работе мобильной машины совершает два вида движения: поступательное со всей машиной и вращательное. По этой причине энергетические и силовые затраты при разгоне и торможении автомобиля оказываются значительно большими, обосновывая рентабельность снижения массы и момента инерции колеса за счёт применения низколегированных сталей, повышение стоимости от которого с лихвой окупится в производстве и эксплуатации.

Применяемые для колёс легковых автомобилей низкоуглеродистые стали глубокой вытяжки, очевидно, останутся и в будущем, однако технология профилирования, применяемая в настоящее время для изготовления обода, должна быть усовершенствована за счёт внедрения в производство так называемого осевого ротационного профилирования. При нём толщину металла в

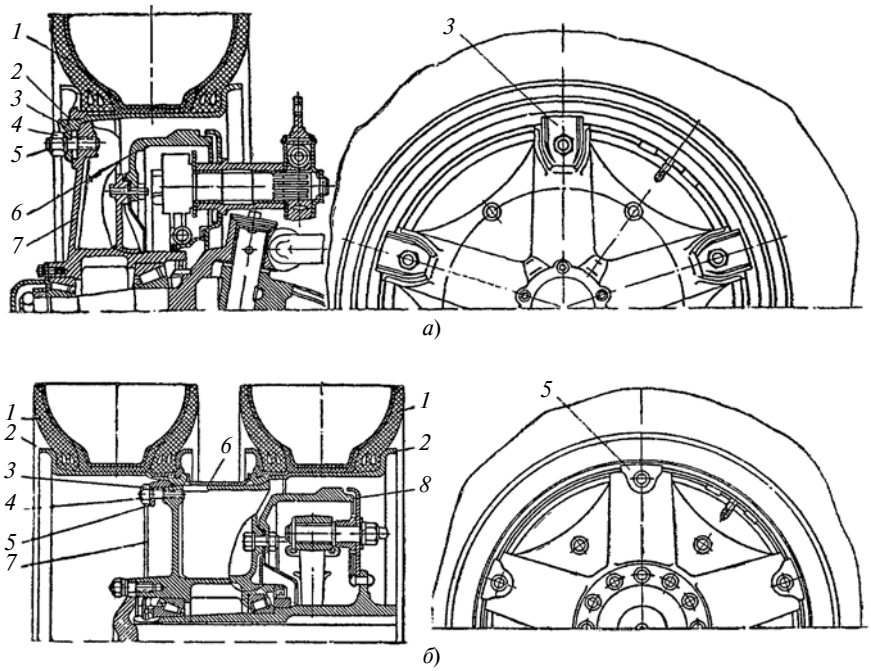


Рис. 3. Конструкция бездисковых колёс

зоне радиуса перехода бортовой закраины в посадочную полку, посадочной полки в стенку ручья и стенки в его дно окажется возможным не только удержать на уровне соседних плоских зон, но даже и увеличивать в соответствии с эпюрой напряжений, которые концентрируются в радиусных зонах. За счёт незначительного наращивания толщины в этих наиболее напряжённых радиусных зонах, занимающих не более 20 % от остальных участков, окажется возможным существенно снизить массу стального обода по сравнению с существующими конструкциями, для которых характерно в силу существующей технологии профилирования некоторое утончение этих ответственных зон, определяющих несущую способность колеса. И для того чтобы уровень напряжений в этих радиусных зонах не превышал допустимых значений, основная часть профиля оказывается имеющей чрезмерный запас прочности, утяжеляя колесо. В настоящее время отчётливо просматривается тенденция применения колёс из лёгких, преимущественно алюминиевых сплавов. Несмотря на более высокую стоимость, такие колёса имеют большие преимущества перед стальными и прежде всего по массе. Немаловажным фактором является и более разнообразный дизайн этих колёс как видовой детали.

Начиная с сороковых годов на части грузовых автомобилей и автобусов применялись бездисковые колёса, конструкция которых для передних одинарных и задних сдвоенных показана на рис. 3. Суть конструкции состояла в отделении обода колеса от дисковой части, которая выполнялась, как правило, в виде литых пустотелых спиц за одно целое со ступицей автомобиля, а на конусах спиц имелись специальные площадки для установки на них обода. Таким образом, наиболее уязвимая дисковая часть колеса заменялась спицами, обладающими повышенной жёсткостью и прочностью, обеспечивая в эксплуатации неограниченный ресурс колёсного узла. Обод колеса выполнялся либо в виде цельной, либо составной из трёх сегментов обечайки и соединялся со спицами с помощью специальных прижимов. При всех положительных качествах такая конструкция представляла большие трудности центровки обода на спицах, требуя точного дозирования усилий на каждом из прижимов, так как в противном случае обод устанавливался на спицах с весьма ощутимым осевым биением, что и обусловило его бесперспективность.

Определённый интерес представляет проблема точной, надёжной и нетрудоемкой установки колеса. Каждый из перечисленных факторов для автомобильных колёс имеет исключительно важное значение, так как от точности установки колеса зависит исправное выполнение автомобилем своих функций, особенно в условиях современного скоростного движения. Надёжность соединения колеса со ступицей, гарантирующего отсутствие самоотвинчивания крепёжного соединения, является одним из непременных свойств, определяющих безопасность. Что касается третьего свойства — трудоёмкости установки колеса, то оно находится в некотором противоречии со вторым фактором, чрезвычайно усложняющим конструкцию крепления, которое должно обеспечивать, с одной стороны, надёжное, противостоящее самоотвинчиванию соединение, с другой, — нетрудоёмкий демонтаж колеса в случае ремонта либо замены шины.

Многие годы, начиная от того периода, когда от крепления колеса одной гайкой перешли к креплению несколькими крепёжными элементами, доминировала конструкция, диск которой центрировался по крепёжным отверстиям и крепился с помощью гаек, навинчиваемых на шпильку, установленных в ступице автомобиля, как это показано на рис. 4, *а*, *б*, *в*. Средством, препятствующим самоотвинчиванию, являлись либо сферические на колёсах грузовых автомобилей, либо конические на колёсах легковых автомобилей, фаски, с которыми контактировала соответствующая поверхность на крепёжных шпильках. Позже на колесах легковых автомобилей стали применяться вместо крепёжных шпилек более прогрессивное болтовое соединение. Для крепления сдвоенных колёс грузовых автомобилей неизменным долгое время являлось раздельное крепление внутреннего и наружного колёс (см. рис. 4, *а*). При этом внутреннее колесо соединялось со ступицей внутренней гайкой, так называемой футуркой, имеющей внутреннюю резьбу для крепёжной шпильки, а её наружная резьба служила для крепления наружного колеса с помощью наружной гайки, навинчиваемой на наружную резьбу футорки. Эта конструкция крепления как самая надёжная по тому времени

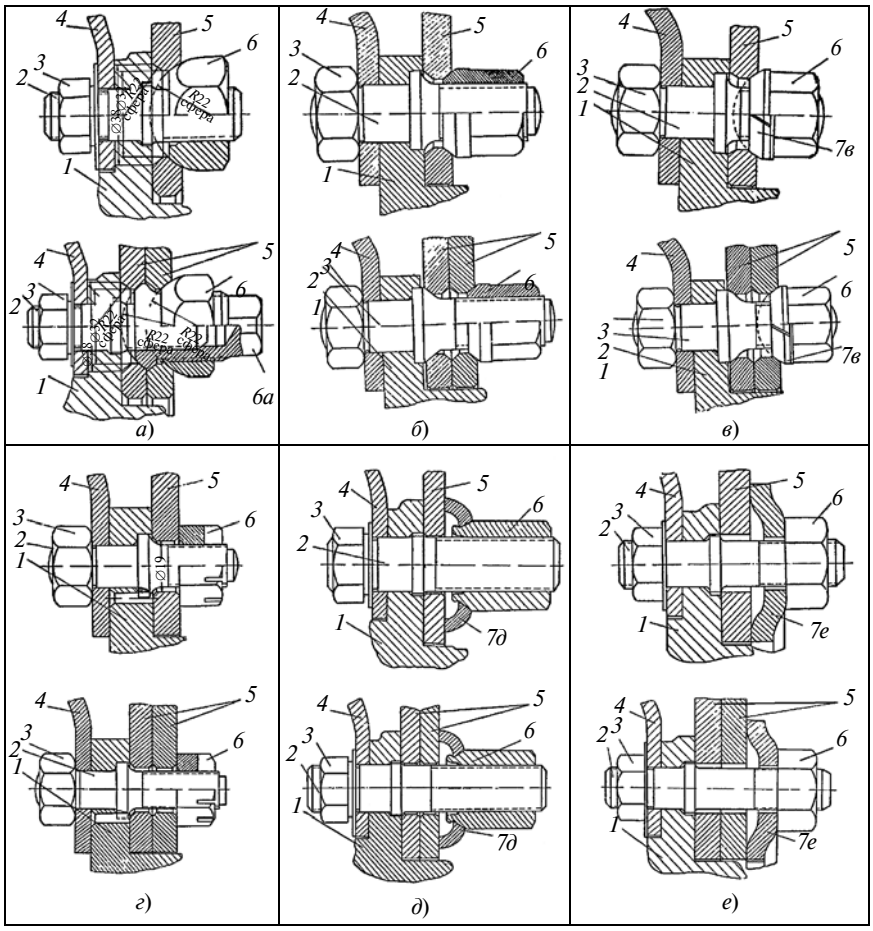


Рис. 4. Способы крепления автомобильных дисковых колес (одинарных/сдвоенных):

1 — ступица колеса; *2* — шпилька; *3* — гайка крепления колеса; *4* — тормозной барабан; *5* — диски колес; *6* — наружная гайка крепления колеса; *6а* — гайка внутренняя (футорка); *7в* — шайба пружинная; *7д* — шайба; *7е* — прижимное кольцо

применялась почти на всех отечественных автомобилях. Однако в эксплуатации были выявлены и её недостатки, которые состояли в обязательном после пробега порядка 500 км подтягивании крепления во избежание серьёзных последствий, связанных с ослаблением крепления, которое происходило в результате смятия микронеровностей крепёжных фасок, нарушая монолитность соединения. При этом в целях обеспечения надёжности работы в различных условиях, на крепёжных деталях применялась левая для левого борта и правая для правого борта автомобиля резьба.

В Западной Европе наряду с указанным применялись типы крепления, в которых как передние, так и задние сдвоенные колёса крепились на одну шпильку, имеющую специальный сферический или конический заплечик для центрирования внутреннего колеса, а наружное центрировали по сферической фаске крепёжной гайки, как это показано на рис. 4, *б*, *в*. Таким образом, в этих конструкциях исключалась внутренняя гайка — футорка, привносящая много проблем в эксплуатацию, в частности, невозможность снятия наружного заднего колеса, если от коррозии "спекалась" резьба футорки и гайки и приходилось прибегать к срезанию наружной гайки автогеном. Как показали испытания, такая конструкция, в которой отсутствовала внутренняя гайка, уступала по надёжности футурочному креплению и не применялась на отечественных автомобилях.

В послевоенные годы на американских автомобилях появился новый тип крепления дисковых колёс грузовых автомобилей, показанный на рис. 4, *г*, *д*, *е*. Его принципиальное отличие от применяемого состояло в том, что центрирование колеса на ступице осуществлялось не по крепёжным, а по центральному отверстию диска и соответствующему цилиндрическому пояску на ступице автомобиля. В этом случае отпадает необходимость точного расположения крепёжных соединений на диске и ступице автомобиля, более того, оказывалось ненужным выполнение фасок на крепёжных отверстиях и даже в их механической обработке, а функция фиксации от самоотвинчивания крепёжных гаек осуществляется с помощью специальных упругих сферических шайб либо с помощью разрезных и предварительно обжатых по цилиндрическим поверхностям крепёжных гаек. Существовал вариант конструкции такого крепления, в котором функции средства против самоотвинчивания крепёжных гаек вместо отдельных сферических шайб выполняло общее кольцо (см. рис. 4, *е*).

Как показали сравнительные испытания существующих типов крепления, наилучшие результаты показал тип крепления с центрированием диска на ступице по центральному отверстию и с индивидуальными сферическими шайбами противоотвинчивания, показанный на рис. 4, *д*, хотя для всех деталей крепления применялась только правая резьба, за весь период испытаний в разнообразных, в том числе и тяжёлых дорожных условиях, ни одного случая самоотвинчивания крепёжных соединений не наблюдалось, равно как и ни одного случая отказа. Единственным недостатком, который был обнаружен при демонтаже колёс с этим креплением, явилось "прикипание" диска к ступице по центрирующему пояску ступицы. Однако этот недостаток был сведён к минимуму применением вместо непрерывного центрирующего пояска на ступице автомобиля трёх отдельных выступов.

При этом, что тем более особенно важно, проведённые исследования показали возможность снижения толщины диска на 10—20 % за счёт ликвидации зон концентрации напряжений на фасках его крепёжных отверстий, что является дополнительным преимуществом такого типа крепления.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Козловский В.Н., Афиногентова Н.В., Заятров А.В., Полякова Е.В. — Современный аналитический комплекс измерения качества автомобилей в эксплуатации 1

АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Алтунин К.В. — Пути повышения эффективности ДВС за счёт добавления воды 5

Мац Э.Б., Гуреев В.М., Малышкин Д.А., Чиннов А.В. — Исследование возможностей улучшения характеристик двигателя КамАЗ 820.13-400 за счёт изменения параметров турбокомпрессора с использованием программного комплекса "ПОТОК" 9

Манухин А.А., Клиншов А.М. — Концептуальная модель взаимодействия с внешней средой системы управления автомобилем с комбинированным движителем 13

Белоусов Б.Н., Ксеневич Т.И., Наумов С.В., Степнов В.Л., Климачкова А.С. — Следящая система управления параметрами подрессоривания колеса в модуле движителя автомобиля 16

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Суранов Г.И. — Расход топлива как критерий корректирования периодичности технического обслуживания автомобилей 23

Дубовик Е.А. — Конкурентоспособность методов и технологий моечных работ предприятий автосервиса . . . 26

Ганжа В.А., Ковалёва М.А., Ковалевич П.В., Каптюк И.В. — Источники загрязнения придорожной полосы и меры снижения их негативного влияния на экосистему 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Дьяков И.Ф. — Алгоритм оценки вибрации транспортных средств на основе нейронной технологии 30

ИНФОРМАЦИЯ

Балабин И.В. — Колесо: появление безопасного колеса и основные тенденции развития конструкций шин и колёс 35

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"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
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-Мкртичьян 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 Болорусско-российского университета (Могилев)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 08.02.2016. Подписано в печать 29.03.2016.
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 «Адвансед 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 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (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.