ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 9 • сентябрь • 2009

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ АВТОКОМПОНЕНТОВ В УСЛОВИЯХ ГЛОБАЛЬНОЙ СРЕДЫ

Э.Г. ШАРЯН

МГТУ "МАМИ"

Сделаны анализ и прогноз развития рынка автокомпонентов в России, а также выявлены основные проблемы.
Ключевые слова: анализ, прогноз, рынок, автокомпоненты.

Sharian E.G.

Analysis and the forecast of development of the market of auto components in Russia is made, and also the basic problems are revealed.
Keywords: analysis, forecast, market, autocomponents.

Широкое распространение зарубежных товаров и западного образа мышления в России привели к изменению в потребительских предпочтениях наших соотечественников. В итоге сегодня российский автомобильный рынок меняется как за счет резкого увеличения продаж автомобилей зарубежных марок, так и за счет того, что в условиях возрастающей конкуренции отечественный автомобиль меняется тоже. Причем в реализации этих одновременно идущих процессов российские автомобилестроители, скорее всего, заручатся поддержкой зарубежных партнеров. Вопрос лишь в том, как эта поддержка будет использована. И здесь, в принципе, возможны три варианта: организация производства автомобилей иностранных марок и моделей на местных площадках; использование зарубежных образцов в качестве концепт-каров с последующей собственной их доработкой; соединение зарубежного опыта и технологий со своими ресурсами для усовершенствования отечественного продукта.

Причем последнее было бы более ценным для нашей автомобильной промышленности: консалтинговые фирмы констатируют: в течение ближайших 10 лет российский автомобильный рынок станет одним из самых перспективных и быстрорастущих в мире как по объемам производства, так и по размерам вложенных инвестиций.

В таких условиях отечественные автозаводы, видимо, боятся не успеть с собственным продуктом, поэтому делают ставку на иномарки.

В сложившихся революционных условиях оказались не только автозаводы, но и все производители автокомпонентов, и теперь каждый из них должен решить для себя, в какой мере он готов к поставкам на комплектацию нового российского и зарубежного автомобилей. Ведь совершенно очевидно, что для этого многим придется коренным образом реорганизовывать производство или вообще прекратить свое существование. В том числе и потому, что условия жизни в стране, несомненно, ужесточились и вследствие принятия постановления правительства "О внесении изменений в таможенный тариф Российской Федерации в отношении автокомпонентов, ввозимых для промышленной сборки". Оно заставляет ориентироваться на импортные комплектующие не только производителей иномарок в России, но и отечественных автомобилей. Например, ВАЗ уже огласил такие намерения. Его представители подчеркивают: "...Снижение таможенных пошлин на некоторые комплектующие могли бы уменьшить себестоимость производства. Это послужит стимулом для отечественных производителей автокомпонентов активнее внедрять новые технологии и развивать производство конкурентоспособной продукции".

Данные процессы, действительно, будут идти. Однако они будут успешными и полезными для страны лишь при условии грамотного государственного регулирования. В частности, формирования необходимых для развития отечественного производства условий, способствующих локализации производства зарубежных комплектующих в России. Эти условия должны быть более жесткими и предусматривать более оперативные сроки перехода на использование местных комплектующих, содействовать организации местных же высокотехнологичных производств, работающих по международным стандартам. И здесь должно преследоваться несколько целей, в их числе привлечение иностранных инвестиций и "ноу-хау", развитие промышленности, создание новых рабочих мест, выпуск более качественной продукции, расширение экспортного потенциала.

Однако сто́ит отметить, что реализация подобного сценария возможна только на отечественных предприятиях, имеющих достаточно резервов для внедрения зарубежного опыта. Аналогичная модель, в частности, успешно внедрена ЗАО "АКОМ" и фирмой "ВАРТА", входящей в состав фирмы "Джонсон Контролз". От такого сотрудничества обе стороны имеют существенные плюсы: "АКОМ" получает доступ к новым технологиям и инвестициям, что в целом ведет к развитию производства и повышению уровня качества продукции, зарубежный партнер, фирма "ВАРТА", — сокращает издержки на производство и транспортирование продукции своей марки, расширяет рынок сбыта.

Положительный опыт взаимодействия зарубежных и местных производителей автомобильных комплектующих имеется во многих странах, развивающих свою автомобильную промышленность. Например, наиболее показателен с этой точки зрения опыт Китая: там за последние несколько лет сумели создать целую отрасль, в которой сейчас действуют около сотни вполне современных предприятий. Однако в Китае изначально были установлены высокие таможенные барьеры на импорт автомобилей и комплектующих для них. Только сейчас, с развитием собственной отрасли, пошлины стали снижать. Россия же избрала собственный путь. И, по мнению автора, слабое место упомянутого выше постановления именно в условиях локализации зарубежных производителей: ее сроки растянуты во времени, а санкции в случае их нарушения недостаточно жесткие.

И еще одно. Изготовители автокомпонентов сталкиваются и с проблемой отсутствия качественных российских комплектующих и сырья для собственного производства. В частности, в стране никто все выпускает сепаратор, фибру, пассирующую бумагу и т. п. Все это приходится заказывать в Германии, Испании, Франции. Более того, некоторые комплектующие и сырье российского производства дороже их зарубежных аналогов. Наконец, для предприятий, выпускающих компоненты, использование импортных комплектующих отражается на сроках поставок и возможности оперативного планирования.

Подводя итог сказанному выше, можно назвать основные условия, в которых работают сегодня отечественные производители автокомпонентов. Их семь: увеличение емкости автомобильного рынка; изменение его структуры в сторону увеличения числа продаж автомобилей зарубежных марок; ужесточение требований при поставках на комплектацию отечественных и зарубежных автомобилей; обострение конкуренции отечественных и зарубежных марок; отсутствие законопроектов, лоббирующих интересы российских производителей автокомпонентов; необеспеченность качественным сырьем и комплектующими изделиями собственного производства; необходимость оперативно отвечать на запросы рынка и стремительно меняющиеся требования автомобилестроителей к поставщикам автокомпонентов с целью обеспечить свою конкурентоспособность по отношению к новым иностранным производителям. Об этом свидетельствует тот факт, что российские автозаводы в настоящее время активно пересматривают свои отношения с отечественными поставщиками, ставят перед ними новые задачи в сфере повышения качества продукции, освоения новых материалов и комплектующих.

Зарубежные сборочные автозаводы также имеют свои программы по поиску поставщиков и дальнейшей работе с ними. При этом основными критериями, которыми они руководствуются, служат уровень технической оснащенности предприятия, квалификация сотрудников и их готовность к работе с иностранной фирмой.

Однако если посмотреть более внимательно, то можно выделить два приоритетных требования, которые предъявляют сегодня как отечественные, так и зарубежные автомобилестроители к российским производителям комплектующих.

Первое из них — наличие сертификации на соответствие международным стандартам. Оно вполне объяснимо: система сертификации нашла широкое распространение на Западе благодаря существенному снижению издержек. В ИСО поставщику достаточно подтвердить качество своей продукции у независимого оценщика, чтобы получить выход на сборочный конвейер и избавить головное производство от "входного контроля". В России же система сертификаций до последнего времени не была популярна, так как перед изготовителями автомобилей остро не стоял вопрос о сокращении производственных затрат и снижении цен на продукцию. Да и наличие сертификата у поставщика не всегда гарантировало высокое качество продукции. Но сегодня ситуация изменилась. Требование по сертификации стало главенствующим в партнерстве автозавода и его поставщиков. К примеру, ВАЗ даже заявил о намерении организовать собственный центр сертификации и лицензирования поставщиков, который будет осуществлять аудит потенциальных и действующих партнеров и выдавать лицензии на поставку ему их продукции. Реально же требование наличия сертификации по стандарту ИСО 9001/2000 он ввел с 2004 г., а с 2005 г. — включил в договор и требование наличия у поставщика сертификата по новому стандарту ИСО 16949.

Второе приоритетное требование — организация работы в единой информационной системе. Например, все поставщики ВАЗа работы по оформлению документов и оперативному информационному обмену по качеству автокомпонентов должны вести посредством технопортала. Так будет организована работа и ЗАО "Дженерал Моторс—АвтоВАЗ". И надо сказать, что наличие единой информационной системы, особенно с зарубежным производителем, дает значительные выгоды российским производителям комплектующих: соответствие новым требованиям повысит их конкурентоспособность, позволит претендовать на внесение в глобальную мировую систему поставщиков. И многие российские фирмы уже сейчас в состоянии представить продукцию международного уровня качества, и она может быть востребована на Западе.

Сверхзадача исполнения названных выше приоритетных требований — соответствие запросам конечного потребителя. Поэтому бо́льшая часть процессов в системах менеджмента качества и направлена на выстраивание эффективных отношений с потребителем продукции на рынке, сбор и анализ информации о его запросах и предпочтениях. И здесь чрезвычайно важную роль играет послепродажное обслуживание: оно — основной источник сведений о запросах потребителей, поведении продукции в процессе эксплуатации.

Для эффективного использования такого источника производитель автокомпонентов, как свидетельствует мировой опыт, должен грамотно организовать сервисное обслуживание своей продукции; внедрить

индивидуальную, с применением штрих-кода, ее идентификацию; обеспечить вторичную ее переработку.

Рассмотрим эти задачи.

Сервисное обслуживание в гарантийный период осуществляется через сеть СТОА. Информация по обнаруженным дефектам возвращается на предприятие через информационную систему "Гарантия" с определенной периодичностью. Но для более глубокого анализа послепродажного поведения своей продукции предприятие должно иметь возможность определять, так сказать, личность и историю каждого конкретного изделия. И начинать нужно с внедрения этикеточной термотрансферной технологии, что позволит оценивать цепочку жизнедеятельности изделий как в процессе производства, так и во время эксплуатации. И таким образом исключить факты подмены, установки контрафактной продукции, необоснованных рекламационных обращений.

Внедрение данной технологии даст возможность использовать имеющиеся информационные системы автозаводов и оперативно принимать меры по устранению выявляемых дефектов.

Следующий шаг — система индивидуальной идентификации посредством штрих-кода. Она упростит работу сначала со всеми потребителями первичного, а при развитии сервисного обслуживания — и вторичного рынков.

Если говорить об интегральной оценке конкурентоспособности отечественной отрасли автокомпонентов, то можно отметить наличие у нее значительных потенциала и ресурсов. Но факт и то, что развитие большинства предприятий сдерживает устаревшая материально-техническая база, отсутствие инвестиций. Отсюда вывод: имеющиеся потенциал и ресурсы нужно использовать, а материально-техническую базу — совершенствовать. И для быстрого развития производства конкурентоспособных автокомпонентов в краткосрочный период необходимо решить следующие задачи: улучшить менеджмент качества с реализацией общепринятых международных стандартов; наладить обучение системам менеджмента качества руководства и всех работников, занятых в российской автомобильной промышленности; провести реструктуризацию и модернизацию устаревших заводов; развивать техническое сотрудничество и создавать совместные с зарубежными фирмами предприятия; проводить четкую государственную промышленную политику — лоббирование интересов российских и иностранных производителей автокомпонентов, совершенствование законодательства по инвестициям в автомобильную промышленность и таможенной деятельности; использовать положительный опыт инвестирования в автомобильный спектр; создавать и осуществлять программы развития экспортной деятельности; заботиться о положительном имидже каждого нового отечественного производителя.

Другого не дано. Только постоянное повышение качества производимой продукции путем совершенствования культуры производства и развития научно-технической базы обеспечивает возможность завоевания и удержания лидирующих позиций на рынке, формирования фундамента для стратегического развития.

Однако успешная реализация инновационных проектов без поддержки государственных структур невозможна. И такая поддержка на верхнем уровне власти уже появляется. Пример тому — закон "О государственной поддержке инвестиционной деятельности", которым предусмотрен режим льготного налогообложения для фирм, инвестирующих средства в создание новых производств, субсидии на обучение персонала и развитие инфраструктуры территории. Второй пример — привлечение производственно-технического потенциала машиностроительных и других предприятий на нужды автомобилестроения, осуществляемое в рамках комплексных региональных мероприятий. Третий пример — промышленно-технологические парки, создаваемые для повышения инновационной активности промышленных предприятий, ускорения внедрения перспективных наукоемких технологий и научно-технических разработок в сфере автомобилестроения.

Реализация стратегических проектов будет основана на механизмах частногосударственного партнерства и нацелена на максимальное использование научно-производственного, кадрового, финансового потенциалов кластера и региона в целом для развития конкурентоспособного сегмента рынка автокомпонентов. При этом любая фирма должна декларировать следующие принципы и приоритеты своей деятельности, ориентированные на существующие и потенциальные потребители.

1. Ориентация на заказчика: удовлетворение его потребностей — основа процветания фирмы и ее сотрудников.

2. Ведущая роль руководства: руководители формируют и реализуют цели фирмы — увеличение ее стоимости и повышение эффективности деятельности.

3. Вовлечение сотрудников: руководители обеспечивают вовлеченность и мотивацию сотрудников фирмы в процесс достижения целей, т.е. персонал рассматривается как самое большое богатство фирмы, поэтому создаются все необходимые условия для того, чтобы максимально раскрыть и использовать его творческий потенциал.

4. Процессный подход: для реализации целей фирмы используется управляемое и эффективное преобразование ее ресурсов для увеличения потребительской стоимости продукта.

5. Системный подход к управлению, реализуемый в виде цепочки добавления потребительской стоимости за счет создания, обеспечения и управления системой взаимосвязанных процессов.

6. Постоянное улучшение деятельности руководства фирмы и привлечение к этому каждого сотрудника.

7. Подход к принятию решений, основанный на фактах — знаниях о том, что важно для заказчика, и на этой основе прибыльное удовлетворение его потребностей.

8. База отношений с поставщиками — создание продукта, удовлетворяющего заказчика.

9. Безопасность персонала на основе выполнения требований законодательства в сфере трудовых отношений и гарантий безопасности сотрудников с учетом воздействия производственной среды.

Рассмотренные выше проблемы и их социальная значимость требуют углубленного их анализа с привлечением широкого круга специалистов. Для этого, по мнению автора, нужны рабочие координационные группы под эгидой региональных властей. Правильно сформулированная программа действий может способствовать привлечению потенциальных инвесторов в производство автокомпонентов и дать существенный экономический эффект, а автомобилестроение в целом приобретет благодаря реализации этой программы необходимую для удовлетворения спроса динамику роста выпускаемой продукции.

УДК 658

Аналитическое обоснование реальной величины дебиторской задолженности

Канд. экон. наук Н.А. БАТУРИНА

Воронежский филиал МГЭИ

В статье предлагаются различные подходы к определению величины дебиторской задолженности в случае принятия того или иного решения, использование которых позволяет оптимизировать деятельность хозяйствующего субъекта.

Ключевые слова: хозяйствующий субъект, текущая стоимость дебиторской задолженности, будущая стоимость дебиторской задолженности, политика скидок, инфляция, управление дебиторской задолженностью.

Baturina N.A.

ANALYTIC SUBSTANTIATIONS OF REAL QUANTITY DEBTS

In article are propose different approaches to determination quantity debts in cases of admission both decision, uses which is allow to well-balanced activity of economical subject.

Key words: economical subject, present value of indebtedness, future value of indebtedness, politic of discount, inflation, management of indebtedness.

Нынешняя нестабильность экономической ситуации, обусловленная мировым экономическим и финансовым кризисом, проявляется и в России. В частности, вызывает рост объемов дебиторской задолженности на балансах хозяйствующих субъектов, что в итоге приводит к утрате ими платежеспособности и потере устойчивого финансового состояния. Чтобы избежать этого, финансовым службам предприятий и организаций нужно очень точно и своевременно оценивать величину дебиторской задолженности — той суммы, которую хозяйствующий субъект реально получит в момент ее погашения. Дело в том, что периоды нестабильности экономической ситуации всегда сопровождаются инфляцией, т. е. повышением общего (среднего) уровня цен в экономике или на данный вид ресурса, продукции, услуг, труда. В результате между значениями номинальной и реальной дебиторской задолженностями появляется разница. И если ее не учитывать, то хозяйствующий субъект понесет финансовые потери.

Чтобы убедиться в этом, рассмотрим механизмы изменения величины дебиторской задолженности во времени, основываясь на концепции временной стоимости денег, которая гласит, что стоимость денег в различных временных интервалах различна [1].

Применительно к дебиторской задолженности это положение можно представить в виде рис. 1. Тогда формула для определения текущей стоимости дебиторской задолженности ($PV_n^{ДЗ}$) в общем виде будет иметь вид формулы № 1 (табл. 1), из которой следует: чем больше срок непогашения дебиторской задолженности, тем меньше становится ее реальная стоимость. То есть при наличии инфляции она неизбежно обесценивается, и величину изменения дебиторской задолженности ($\Delta ДЗ_{IN}$) с учетом этого позволяет определить формула № 2.

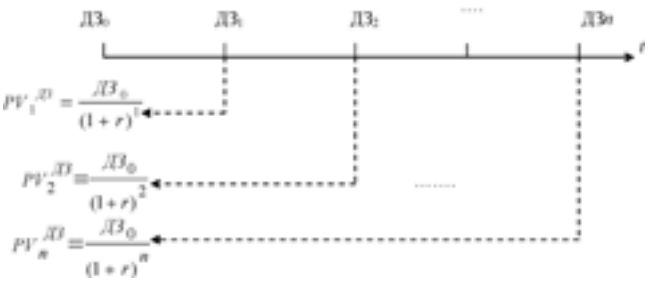


Рис. 1. Дисконтирование дебиторской задолженности с учетом фактора времени

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$PV_n^{ДЗ} = \dfrac{ДЗ_0}{(1+IN)^n}$	$ДЗ_0$ — номинальная дебиторская задолженность; IN — уровень инфляции за единичный период времени; n — число рассматриваемых периодов времени (число периодов непогашения дебиторской задолженности)
2	$\Delta ДЗ_{IN} = ДЗ_0 - PV_n^{ДЗ}$	—
3	$PV_m^{ДЗ} = \dfrac{ДЗ_0}{\left(1+\dfrac{IN}{m}\right)^{n \cdot m}}$	—
4	$\Delta ДЗ_i = PV_i^{ДЗ} - PV_{i-1}^{ДЗ}$	—
5	$\Delta ДЗ_n^{общ} = \sum\limits_{i=1}^{n} PV_i^{ДЗ}$	—
6	$F = \dfrac{1}{(1+r)^n}$	r — ставка инфляции
7	$ДЗ_1 = ДЗ_0(1 + C)$	—
8	$\Delta ДЗ^{с} = ДЗ_1 - ДЗ_0$	—
9	$\Delta ДЗ^{общ} = \Delta ДЗ^{с} + \Delta ДЗ^{IN}$	—
10	$ДЗ^{р} = ДЗ_0 + \Delta ДЗ^{общ}$	—
11	$IN_{г} = 1 - \dfrac{1}{(1+IN_m)^{12}}$	IN_m — индекс цен за месяц
12	$IN = У_{ин} + 1$	$У_{ин}$ — рост цен за единичный период
13	$IN_n = \Pi_{i=1}^{n}(1 + У_{ин})$	—

Текущую стоимость $PV_m^{ДЗ}$ дебиторской задолженности в том случае, если известны величины $IN_{г}$ как годового уровня инфляции, так и по составляющим периодам (m месяцам), позволяет подсчитать формула № 3.

Разница между текущей стоимостью дебиторской задолженности за данный ($PV_i^{ДЗ}$) и предыдущий ($PV_{i-1}^{ДЗ}$) периоды времени (формула № 4) характеризует потери хозяйствующего субъекта за i-й период времени, связанные с отсрочкой погашения дебиторской задолженности ($\Delta ДЗ_i$), а сумма полученных разниц (формула № 5) показывает общее значение его потерь в результате инфляции ($\Delta ДЗ_n^{общ}$). Величину текущей стоимости де-

Таблица 2

Период просрочки платежа, мес.	Начальная (номинальная) величина дебиторской задолженности, руб.	Уровень инфляции в i-м периоде, %	Значение фактора F текущей стоимости дебиторской задолженности с учетом ставки r инфляции	Текущая стоимость дебиторской задолженности, руб.	Потери дебиторской задолженности в i-м периоде с учетом фактора инфляции, руб.	Потери дебиторской задолженности с учетом фактора инфляции нарастающим итогом, руб.
1	100 000	1,3	0,9872	98 716,68	1283,32	1283,32
2		1,5	0,9852	98 522,17	1477,83	2761,15
3		1,8	0,9823	98 231,83	1768,17	4529,32
4		2,5	0,9756	97 560,98	2439,02	6968,35
5		2,3	0,9775	97 751,71	2248,29	9216,64
6		1,6	0,9843	98 425,20	1574,80	10 791,44

биторской задолженности с учетом политики скидок позволяет определить формула № 6.

Как действует предлагаемый механизм, хорошо видно из табл. 2, в которой приведены результаты расчета изменения стоимости дебиторской задолженности в зависимости от уровней инфляции и сроков задержки платежей: и то, и другое увеличивает потери хозяйствующего субъекта от месяца к месяцу. Так, если просрочка платежа составит один месяц, то потери за счет изменения стоимости дебиторской задолженности будет равна 1283,32 руб., если три месяца — 4529,32 руб., а если шесть месяцев — 10 791,44 руб. То есть они возрастают по закону параболы.

Из сказанного выше можно сделать вывод: величиной дебиторской задолженности можно и нужно управлять. И одним из способов такого управления является разработка политики скидок в отношении отдельных дебиторов.

Величина дебиторской задолженности ($ДЗ_i$) с учетом скидки C определяется по формуле № 7, а потери $\Delta ДЗ^c$ хозяйствующего субъекта в результате предоставленной скидки — по формуле № 8.

Учитывая, что на величину дебиторской задолженности оказывают влияние не только скидки, но и инфляция, то общие потери дебиторской задолженности ($\Delta ДЗ^{общ}$) дает формула № 9. И тогда реальная стоимость $ДЗ^{р}$ задолженности, которую к концу периода скидки должен получить кредитор, вычисляется по формуле № 10.

Исследуемую ситуацию можно отобразить графически (рис. 2). Как видим, на рисунке четко просматриваются четыре области, три из которых (ΔABC, $\Delta ACД$ и $\Delta ABД$) характеризуют соответственно потери хозяйствующего субъекта из-за инфляции, предоставления дебитору скидки и суммарные (скидки + инфляция) потери, а четвертая, $\Delta AДO$, — реальную величину дебиторской задолженности.

Рассмотрим механизм действия схемы оценки дебиторской задолженности применительно к существующей сегодня системе расчетов "*d/k net n*", суть которой: если покупатель оплачивает продукцию в течение первых k дней, то получает скидку в размере d процентов; если с k-го по n-й день, то — по своей цене, а если платеж поступает по истечении n-го дня, то по отношению к покупателю применяются штрафные санкции [2].

Допустим, что система расчетов имеет следующий вид: "2/10 net 30", а дебиторская задолженность $ДЗ_0$ на момент ее образования составляет 1000 руб. Значит, если покупатель гасит дебиторскую задолженность $ДЗ_1$ в течение 10 дней, то ее величина с учетом скидки, равной 2 %, составит [1000(1 + 0,02)] = 980 руб. Хозяйствующий субъект теряет на этом 20 руб.

Допустим, далее, что величина IN инфляции за эти же 10 дней равна 1,5 %. Тогда с ее учетом реальная дебиторская задолженность $ДЗ_2 = \frac{ДЗ_i^c}{1 + IN} = \frac{980}{1 + 0{,}015} =$ = 965,52 руб., потери из-за инфляции $\Delta ДЗ^{IN} = ДЗ_1 - ДЗ_2 = 980 - 965{,}52 = 14{,}48$ руб., а общая их сумма (20 + 14,48) — 34,48 руб. Следовательно, реальная стоимость дебиторской задолженности (сумма, на которую может рассчитывать хозяйствующий субъект при условии погашения задолженности в течение 10 дней) оказывается равной 965,52 руб.

Во втором случае дебиторская задолженность гасится с 1-го по 30-й день — скидка равна нулю и потери связаны только с инфляцией. Допустим, что она за этот период составила 3 %. Тогда реальная дебиторская задолженность будет равна $\frac{1000}{1 + 0{,}03} = 970{,}87$ руб., т. е. потери составят 1000 − 970,87 = 29,13 руб.

В третьем случае покупатель гасит дебиторскую задолженность по истечении 30 дней. Значит, должен уплатить штраф (например, 5 % от суммы заключенного договора). В итоге реальная дебиторская задолженность (с учетом инфляции 3 %) составит $\frac{1000(1 + 0{,}05)}{1 + 0{,}03} =$ = 1019,42 руб. Следовательно, хозяйствующий субъект получит от дебитора на 19,42 руб. больше номинальной задолженности.

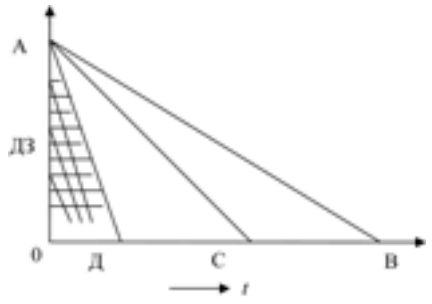


Рис. 2. Зависимость величины дебиторской задолженности от инфляции и политики скидок

На последнюю ситуацию следует обратить особое внимание: хозяйствующий субъект должен выбирать величину штрафных санкций такой, чтобы она превышала уровень инфляции за оговоренный в договоре период. Только тогда он сможет рассчитывать на "выигрыш" — премию за риск просрочки платежа. В противном случае он понесет убытки.

Кроме того, необходимо определиться с уровнем инфляции, порядком ее расчета. И здесь автор рекомендует применить подход, предложенный Л.С. Васильевой и М.В. Петровской. Его суть, если коротко, сводится к следующему.

Если индекс роста цен каждый месяц постоянен, то годовой уровень IN_m инфляции определяется по формуле № 11.

Если необходимо найти меняющийся уровень IN инфляции по росту $У_{ин}$ цен за единичный период, то ее индекс рассчитывается по формуле № 12.

Если уровни инфляции в каких-либо периодах различны, то индекс IN_n инфляции за анализируемый период n можно найти по формуле № 13.

В заключение следует подчеркнуть, что дебиторская задолженность — достаточно проблемный элемент оборотных активов, поскольку хозяйствующий субъект принимает на себя определенные обязательства, связанные с риском ее непогашения и потерей стоимости под влиянием инфляции. В связи с этим именно к данному элементу следует относиться с особой осторожностью, так как он представляет потенциальный доход, величина которого зависит от эффективности управления.

Литература

1. Бланк И.А. Финансовый менеджмент: Учебный курс / И.А. Бланк. — К.: Ника-Центр, Эльга, 2002. — 528 с.
2. Ковалев В.В. Введение в финансовый менеджмент. — М.: Финансы и статистика, 2004. — 768 с.: ил.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.436.03.001.53

Управление электрогидравлическими форсунками в топливных системах непосредственного действия

Канд. техн. наук Ю.М. КРОХОТИН

Воронежская ГЛТА

Рассмотрена работа форсунки, предназначенной для топливных систем дизелей. Приведено описание устройства электромагнитного клапана, изменяющего давление в управляющей камере над иглой. Клапан периодически сообщает управляющую камеру с топливопроводом высокого давления, обеспечивая высокое давление впрыскивания и повышая быстродействие форсунки.

Ключевые слова: топливная система, электрогидравлическая форсунка, клапан, игла.

Krokhotin Yu.M.

ELECTRO-HYDRAULIC FUEL INJECTOR CONTROL IN DIRECT INJECTION FUEL SYSTEMS

The work of the fuel injector designed for fuel systems of diesel engines is considered. The description of the electromagnetic valve device, modifying the pressure in the control chamber above the needle is given. The valve periodically places the control chamber in communication with high pressure fuel pipe, ensuring high pressure fuel injection and allowing increased injector speed.

Keywords: fuel system, electro-hydraulic fuel injector, valve, needle.

Основными недостатками работы серийных топливных систем непосредственного действия дизелей являются, как известно, низкое давление впрыскивания на режимах холостого хода и малых нагрузок [1, 3, 4], нестабильная цикловая подача топлива на режимах холостого хода, и подвпрыскивание топлива как на

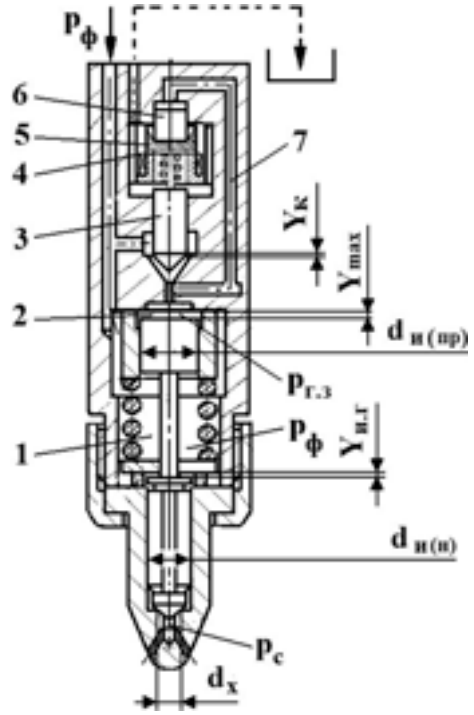


Рис. 1. Схема электрогидравлической форсунки с комбинированным запиранием иглы топливных систем тепловозных дизелей:
1 — подыгольная камера; *2* — гидрозапорная камера; *3* — перепускной клапан; 4 — электромагнит; *5* — якорь; *6* — компенсирующий поршень; *7* — канал; $p_{г.з}$, $p_ф$, $p_с$ — давления в гидрозапорной, подыгольной камерах и сопловом канале распылителя; $d_{и(н)}$, $d_{и(пр)}$ — диаметры направляющей и прецизионной частей иглы; d_x — посадочный диаметр запирающего конуса иглы; $Y_{и.г}$ и Y_{max} — ход иглы до подвижного и основного упора; $Y_к$ — ход перепускного клапана

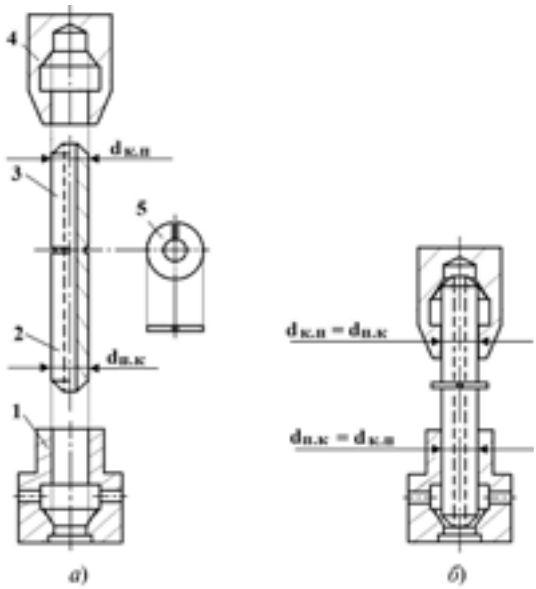


Рис. 2. Схемы отдельных деталей (а) и собранного (б) гидравлически уравновешенного перепускного клапана:

1 — корпус перепускного клапана; *2* — клапан; *3* — компенсирующий поршень; *4* — компенсирующая гильза; *5* — пружинная шайба; $d_{п.к}$ и $d_{к.п}$ — внешние (посадочные) диаметры перепускного клапана и компенсирующего поршня

номинальном режиме [4], так и на холостом ходу [2]. Чтобы устранить недостатки, специалисты ВГЛТА разработали электрогидравлические форсунки, характерная особенность которых — наличие электрически управляемого перепускного клапана (рис. 1).

Перед началом подачи топлива от ТНВД этот клапан открыт. Благодаря чему подыгольная (*1*) и гидронапорная (*2*) камеры форсунки объединены. И когда секция ТНВД начинает подавать топливо в линию "ТНВД—топливопровод—форсунка", давление в них растет одинаково, а сила P ($P = (p_ф - p_ц)0{,}785 d_x^2$, где $p_ф$ — давление над иглой; $p_ц$ — давление в цилиндре; d_x — посадочный диаметр иглы), прижимающая иглу к запирающему конусу распылителя, не позволит игле подниматься. Затем на обмотку электромагнита перепускного клапана подается напряжение, он закрывается, разобщая гидрозапорную и подыгольную камеры. Поэтому давление $p_{г.з}$ над иглой остается неизменным, а давление под иглой растет. При давлении гидрозапирания, зависящем от момента закрытия перепускного клапана и равном, например, 30—40 МПа (300—400 кгс/см^2), игла поднимается.

В конце цикловой подачи топлива, т. е. на пике давления $p_ф$, обмотка электромагнита обесточивается. Поэтому перепускной клапан снова открывается, сообщая гидрозапорную камеру с топливопроводом высокого давления. В результате давление над иглой становится равным давлению под ней. Под совместным действием давления топлива со стороны гидрозапорной камеры и усилия пружины игла резко опускается до посадки подвижного упора. После посадки подвижного упора пружина перестает действовать на иглу. До посадки на запорный конус распылителя игла опускается под действием давления топлива со стороны гидрозапорной камеры.

Так как давление, действующее на перепускной клапан, изменяется в широких пределах, то он должен быть гидравлически уравновешен. В рассматриваемой форсунке это сделано с помощью специального компенсирующего поршня *6*, установленного со стороны якоря *5* электромагнита *4*. Причем диаметр поршня равен посадочному диаметру клапана *3*.

Кроме обеспечения гидравлической уравновешенности конструкции, поршень *6* выполняет и еще одну функцию: он сжимает в один узел несколько подвижных деталей (якорь электромагнита; шток, передающий усилие от якоря на клапан), исключая отрыв деталей друг от друга при их резкой остановке. Тем самым удалось устранить известный недостаток дроссельных форсунок систем "Коммон рейл", где для гашения колебаний используется специальная демпфирующая пружина, которая сама как упругий элемент может стать источником вынужденных колебаний.

Однако анализ показал, что вариант, показанный на рис. 1, — тоже не из лучших решений. Дело в том, что подвести давление гидрозапирания к компенсирующему поршню, расположенному со стороны элект-

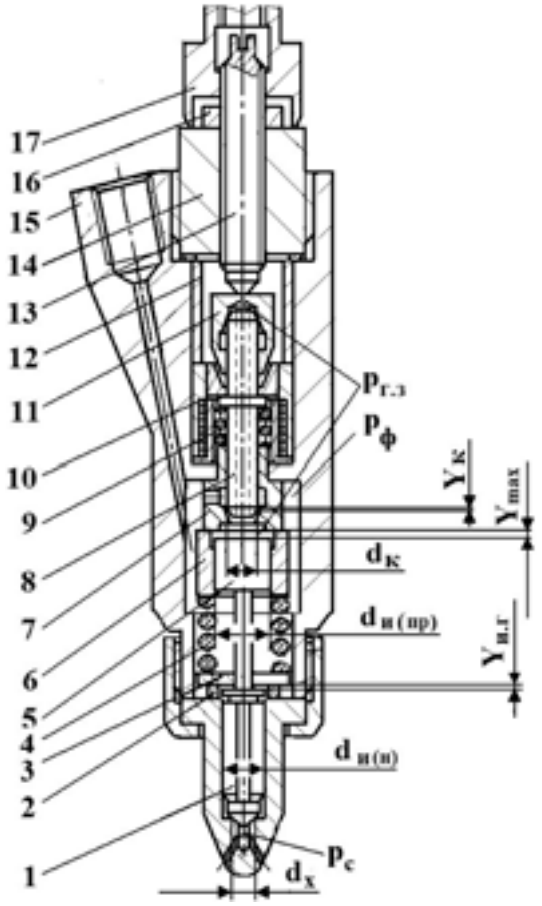


Рис. 3. Схема электрогидравлической форсунки дизеля с топливной системой непосредственного действия:

1 — направляющая часть иглы; *2* — регулировочная шайба; *3* — подвижный упор; *4* — пружина иглы; *5* — прецизионная часть иглы; *6* — гильза иглы; *7* — корпус перепускного клапана; *8* — перепускной клапан; *9* — пружина клапана; *10* — электромагнит; *11* — компенсирующая гильза; *12* — проставка; *13* — регулировочный винт; *14* — корпус винта; *15* — корпус форсунки; *16* — контргайка; *17* — колпачковая гайка

ромагнита, довольно сложно — нужно обходить этот электромагнит. В связи с чем в форсунках, предназначенных для топливных систем непосредственного действия, топливо к компенсирующему поршню теперь подводится (рис. 2) через осевое отверстие в клапане. Для этого, как видно из рисунка, клапан и компенсирующий поршень выполнены в виде единой детали и обрабатываются с одного постанова, обеспечивая практически абсолютное равенство посадочных диаметров $d_{п.к}$ и $d_{к.п}$.

Расположение перепускного клапана по отношению к другим деталям форсунки приведено на рис. 3. Работает он следующим образом.

До подачи напряжения на обмотку электромагнита перепускной клапан пружиной *9* прижат к конусу компенсирующей гильзы *11*. Под действием давления $p_{г.з}$ топлива со стороны гидрозапорной камеры и усилия этой пружины гильза *11* прижата к регулировочному винту *13*. Когда секция ТНВД начинает подавать топливо в линию "ТНВД—топливопровод—форсунка", давление в гидрозапорной камере (под клапаном *8*) увеличивается и по отверстию в клапане передается вверх — в полость между верхним конусом компенсирующего поршня и гильзой *11*. А когда электрический ток поступает в обмотку электромагнита *10*, клапан *8* опускается до посадки на конус корпуса *7*.

Очевидно, что и в том, и в другом случае давление под клапаном равно давлению над компенсирующим поршнем. Но так как $d_{п.к} = d_{к.п}$, то силы, действующие на клапан, не зависят от величины этого давления.

Результат работы электрогидравлических форсунок с комбинированным запиранием в аккумуляторных топливных системах показали, что для управления давлением в гидрозапорной камере (сначала слив, а затем подача топлива) ход клапанов устройства управления не превышает 0,08 мм; в электрогидравлических же форсунках с топливной системой непосредственного действия слив топлива из гидрозапорной камеры отсутствует, поэтому величина хода $Y_к$ клапана *8* еще меньше — 0,04—0,06 мм. Величина этого хода выставляется по лимбу, нанесенному на корпус *14* регулировочного винта *13*, и метке на самом винте.

Литература

1. Бесчастнов В. А. Новые топливные насосы высокого давления для перспективных автомобильных дизелей / В. А. Бесчастнов, Э. Л. Смирнов, Л. М. Малышев // Двигателестроение. — 1987. — № 1. С. 5—7.
2. Вейнблат М. Х. Снижение дымности отработавших газов форсированного дизеля на режиме холостого хода / М. Х. Вейнблат, П. А. Федякин // Двигателестроение. — 1990. — № 11. С. 8—10.
3. Грехов Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
4. Федотов Г. Б. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытания, совершенствование / Г. Б. Федотов, Г. И. Левин. — М.: Транспорт, 1983. — 192 с.

УДК 621.436.658.589

О КОНЦЕПЦИЯХ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЬ

Д-р техн. наук Ю.Д. ПОГУЛЯЕВ

Южно-Уральский ГУ

Статья посвящена истории развития концепций подачи топлива в дизель.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, дизель, система подачи топлива, цикл, концепция подачи топлива.

Pogulyaev Yu.D.

ABOUT THE CONCEPTION OF FUEL DELIVERY IN DIESEL

Article is devoted to the observing the whole history development of fuel delivery in diesel.

Keywords: internal combustion engine, diesel, fuel delivery system, cycle, fuel delivery conception.

История развития ДВС с воспламенением от сжатия в основном базировалась на концепциях подачи топлива и условиях его сжатия. И первой из концепций была идея подачи топлива в виде угольной пыли и ее воспламенение от нагретого при сжатии воздуха. Однако она не оправдала себя и от нее отказались в пользу жидкого топлива (патент, полученный Р. Дизелем еще в 1893 г.). И последняя оказалась не только весьма эффективной, но и одной из самых долгоживущих.

Если коротко, то ее суть сводится к следующему.

Воздух, забираемый из атмосферы, подается в цилиндр и затем сжимается (степень сжатия от 14 до 24). При этом он нагревается до температуры 1073—1173 K, или 800—900 °C, т. е. до температуры самовоспламенения дизельного топлива. В камеры сгорания форсунками под большим (от 10 до 220 МПа, или 100—2200 кгс/см^2) давлением впрыскивается топливо, которое сразу же воспламеняется, дизель начинает работать по термодинамическому циклу с изохорно-изобарным подводом теплоты, который благодаря очень высокой степени сжатия имеет более высокий (до 50 %) КПД, чем цикл двигателей с искровым зажиганием.

В начале 1920-х годов Р. Бош сделал существенный шаг в направлении совершенствования концепции Дизеля: он предложил гидравлическую систему нагнетания и впрыскивания топлива, основанную не на воздушном компрессоре, как это было раньше, а на ТНВД; и форсунку с распылителем, отверстия которого открывались за счет давления топлива, поступающего от ТНВД под конус иглы этого распылителя, а закрывались с помощью возвратной пружины при отсечке подачи топлива от ТНВД.

Эта концепция прошла испытание временем и до сих пор используется на дизелях различных мощностей. Применение ТНВД позволило повысить частоту вращения коленчатого вала дизеля, сделать более компактным, резко расширить область его применения. Например, если в 1950—1960-е годы дизель устанавливали только на грузовые и специальные автомобили, тракторы и т. д., то в 1970-е, после резкого роста цен на топливо, на него обратили внимание производители недорогих небольших пассажирских автомобилей, в том числе легковых. В связи с чем была разработана топливная аппаратура для различных типов дизелей — мало-, средне- и высокооборотных. В том числе большое число модификаций ТНВД и форсу-

нок. Однако принцип их действия, равно как и результат их применения, оставались, практически, теми же. Между тем время выявило ряд существенных недостатков такой системы. В частности, опыт показал, что в рамках концепции с ТНВД мощность дизеля в случае неустановившейся нагрузки не может быть использована полностью. Что перестало устраивать потребителей автомобильной техники: различные технологии для их эффективной реализации требовали именно режимов стабилизации мощности или управления ею по определенным законам.

Конечно, попытки решения этой задачи делались. Характерные тому примеры — применение особых алгоритмов управления рабочими органами тракторного агрегата и автоматического переключения передач в его механической ступенчатой коробке передач. Так, создавались устройства, которые с ростом момента сопротивления включали низшие передачи, благодаря чему достигалось более полное использование мощности дизеля. Однако совершенно очевидно, что перспективы такого регулирования весьма неопределенные, ибо до сих пор не решены технические проблемы автоматического переключения передач.

Есть и другие предложения. Например, некоторые исследователи считают, что идеальным регулированием мощности в отношении ее стабилизации считается ее регулирование по производной от возмущения [1]. Хуже того, давно доказано, что реализация данной идеи на дизелях с всережимными регуляторами мощности и механическими ступенчатыми коробками крайне затруднено.

Хотя понятно, что стабилизация мощности позволила бы избавить тот же тракторный агрегат от "лишних" передач и существенно снизила бы массу коробки передач, освободив ее от двух или даже трех передач за счет стабилизации мощности или путем управления мощностью.

К сожалению, дизели, разработанные на основе концепции 1920-х годов, как уже говорилось ранее, не пригодны для регулирования их мощности по требуемым оптимальным для заданных технологий законам, сформулированным на основе теории оптимального управления тракторным агрегатом.

Концепция 1920-х годов, широко представленная в современных машинах с дизелями, не решает еще одну проблему. На классический дизель с механически управляемым впрыскиванием топлива из-за нестабильного состава отработавших газов практически невозможно установить современный нейтрализатор. Из-за чего экологические показатели дизелей до 1990-х годов значительно уступали аналогичным показателям ДВС с искровым зажиганием. То есть до тех пор, пока появилась новая концепция подачи топлива и основы были заложены в 1990-х годах в связи с внедрением дизелей с системой "Коммон рейл", принцип работы которой заключается в том, что топливо в дизель впрыскивается с помощью электрически управляемых форсунок. А электрический импульс к ним выдает электронный блок по сигналам от набора датчиков (отслеживают различные параметры дизеля, влияющие на длительность и момент подачи топливного импульса) [2].

Такая концепция и технические устройства для ее реализации хорошо известны из литературы, поэтому описывать подробно работу подачи топлива системы "Коммон рейл" смысла нет. Отметим лишь, что она, кроме сказанного выше, представляет собой, по сути, "врезку" в традиционную систему, которая состоит из топливных гидроаккумуляторов и коротких трубопроводов высокого давления, расположенных между ТНВД и форсунками. В результате давление топлива, подаваемого в форсунки, в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля остается практически стабильным и равным тому, которое задается клапаном его регулирования. Кроме того, в системе "Коммон рейл" требуемые момент начала впрыскивания и величина цикловой подачи топлива довольно точно обеспечиваются форсунками с электромагнитным клапаном. Причем момент начала впрыскивания в координатах "угол—время" устанавливается системой электронного регулирования работы дизеля, работающей по сигналам датчиков частоты вращения коленчатого вала и распознавания цилиндров и определения фаз на распределительном валу.

Система "Коммон рейл" позволила решить некоторые проблемы дизелей. В частности, улучшила его показатели на режиме холостого хода, а также режимах частичных нагрузок. Потому-то многие специалисты считали, что эта концепция — своего рода панацея. Однако на практике оказалось, что такая система имеет множество недостатков. (Автор, анализируя отечественные и зарубежные публикации, насчитал их более двух десятков.) Вот главные из них.

Переход от такта 1 к такту 2 и от такта 3 к такту 4 в электромагнитной форсунке осуществляется недостаточно быстро. (Причина — электромагнитная инерция соленоида управления, от которой невозможно избавиться.) В связи с чем идеального (прямоугольного) закона впрыскивания топлива при его постоянном давлении добиться невозможно.

Форсунка закрывается с помощью возвратных пружин, которые не могут в течение всего срока службы гарантировать надежную установку иглы на седло и, следовательно, отсутствие прорывов газов, которые ведут к коксованию впрыскивающих отверстий.

В системе невозможна рекуперация части энергии, затраченной на управление, а значит — снижение мощности на управление подачей топлива.

Она не позволяет реализовать более двух последовательных впрыскиваний топлива за один оборот коленчатого вала, поскольку емкость конденсаторов, питающих управляющие соленоиды форсунки, ограничена. Поэтому регулирование цикловых подач осуществляется в основном по давлению, а не по времени впрыскивания, как в ДВС с искровым зажиганием. В итоге оказывается невозможно реализовать процесс, близкий к изобарному, и повысить индикаторный КПД дизеля.

Быстродействие применяемого в системе двухпозиционного клапана с электромагнитным приводом значительно ниже быстродействия иглы распылителя. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для качества распыливания топлива.

В системе с двухпозиционным клапаном в зоне малых подач и неполных ходов иглы имеет место выраженная зона нечувствительности, после которой происходит скачкообразный переход к линейной ветви характеристики, поэтому точное дозирование малых

цикловых подач возможно только при низких давлениях [6].

Система "Коммон рейл" не позволяет подавать топливо через распылитель с большим числом отверстий малого поперечного сечения, т. е. увеличивать цикловые подачи и одновременно улучшать равномерность распыливания топлива. Не способна она обеспечивать переменную, соответствующую режимам работы дизеля интенсивность распыливания топлива, снижать высокие средние давления впрыскивания до оптимальных по утечкам в ТНВД, которые при высоких давлениях ведут к уменьшению индикаторного КПД дизеля. Невозможен и текущий мониторинг состава отработавших газов, а значит, и поддержание этого состава в требуемых пределах.

В системе "Коммон рейл" не сочетаются достоинства системы топливоподачи с гидроаккумуляторами высокого давления, обеспечивающие постоянство давления при подаче топлива, с простотой и надежностью механических систем. Она не позволяет размещать управляющие блоки (например, электроклапаны) вне тела форсунки, применять более двух управляющих блоков (соленоидов или пьезоприводов), изменять длительность или время впрыскивания в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала.

С этой системой нельзя осуществлять мониторинг процесса сжигания топлива в камере сгорания и оптимизировать настройки процесса впрыскивания топлива при изменении внешних или внутренних условий.

Попытки устранить перечисленные выше недостатки, естественно, предпринимались. Например, гидравлический привод без возвратной пружины для иглы форсунки предложили С.А. Богачев и Ю.Е. Хрящев [3]; Л.В. Грехов и его коллеги частично решили проблему уменьшения расхода топлива на управление форсункой, но, к сожалению, за счет снижения цикловых подач топлива в камеру сгорания [4]; Р. Бош удвоил быстродействие электромагнитного клапана форсунки за счет значительного конструктивного и технологического усложнения электроклапанного управления [5]; ряд авторов предлагают заменить электроклапаны на пьезоклапаны, быстродействие которых в 5 раз выше. Но все это полумеры, хотя, безусловно, заслуживающие внимания. Радикальное же решение — то, которое предложил В.М. Сергеев [6].

(*Продолжение следует.*)

Литература

1. Ксеневич И.П, Тарасик В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М.: Машиностроение, 1979. 204 с.
2. Иващенко Н.А, Вагнер В.А., Грехов Л.В. Дизельные топливные системы с электронным управлением. — Барнаул: Изд-во АлГТУ, 2000. 111 с.
3. Богачев С.А., Хрящев Ю.Е Электрогидравлическая форсунка с двухпозиционным клапаном. // Известия вузов. Машиностроение. 2002. № 2. С.61—75
4. Грехов Л.В., Габитов И.И, Неговора А.В. Аккумуляторная топливная система с электрогидроуправляемой форсункой. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2001. № 7. — С. 14—16.
5. Патент № 2193685 МПК F02M51/06, F02M61/06 // Клапанная форсунка для впрыскивания топлива. — Заявитель Роберт Бош ГМБХ DE, 1997.
6. Сергеев В.М. Новый способ впрыскивания топлива в форсированных дизелях.// Автомобильная промышленность. 1998. — № 1. С.13—15.

УДК 621.436. 004.17

Электрогидравлический разряд как способ повышения эксплуатационных свойств дизеля

Канд. техн. наук Ю.А. ЗАЯЦ, Д.С. ГОЛУБЕВ

Рязанский ВАИ

Рассмотрены вопросы совершенствования системы топливоподачи дизелей с использованием экстремального воздействия на топливо. Представлена разработанная система топливоподачи.

Ключевые слова: электрогидравлический эффект, топливо.

Zayats Yu.D., Goludev D.S.

ELEKTROHYDRAULIC DISCHARGE AS A WAY OF INCREASE OF DIESEL PERFORMANCE

The article is about the in proving of the fuel feed system of diesel engines using the extreme in pact on the fuel. The developed fuel feed system is represented.

Keyword: elektrohydraulic effect, fuel.

В настоящее время одним из важнейших способов повышения эксплуатационных свойств дизелей (пусковые, мощностные, экономические и экологические показатели) считается повышение давления впрыскивания топлива. Однако у этого способа есть серьезные недостатки: он требует существенного увеличения мощности на привод ТНВД и усложнения его конструкции. В связи с чем многие исследователи пытаются достичь того же эффекта с помощью альтернативных решений. И одно из них — воздействие на топливо электрогидравлического эффекта [1].

Если создать электрический разряд и приложить его на входе в форсунку, создается сверхвысокое давление, т.е. ударная волна, которая резко повышает давление впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля. Причем для создания такого импульса давления, как показывают результаты выполненных многими специалистами экспериментов, достаточно сформировать импульс тока продолжительностью несколько микросекунд и напряжением (для дизельного топлива) 45—50 кВ [2, 3].

В Рязанском ВАИ разработана лабораторная установка для применения электрогидравлического эффекта в топливной аппаратуре дизелей. Установка выполнена по схеме с управляемым газовым разрядником и генерирующая разряд в топливе на частоте от 1 до 20 Гц при напряжениях до 45 кВ. Установлена возможность применения электрогидравлического эффекта и для практического применения в топливной аппаратуре дизелей. При мощных ультразвуковых воздействиях, сопровождающих этот разряд, в дизельном топливе происходит обрыв бензольных цепочек и многократная ионизация соединений, содержащихся в топливе в качестве присадок. В результате снижается энергия химических связей и, следовательно, температура его самовоспламенения. Что, безусловно, способствует улучшению пусковых качеств дизелей.

Кроме того, разряд не только воздействует на физические и химические свойства топлива, но и повышает давление впрыскивания, компенсируя тем самым характерные для пусковых режимов при низких температурах высокие утечки топлива, низкую его испаряемость и плохое распыливание, разрушает парафины и уменьшает период задержки воспламенения.

Экспериментальные исследования показали, что эффективность электрогидравлического воздействия на топливо и необходимая форма эпюры напряжения при разряде зависят от режима работы дизеля. Так, для обеспечения хороших его пусковых свойств достаточно граничных разрядов, когда канал разряда не образуется, а бóльшая часть энергии преобразуется в тепловую (кривая *1*, на рис. 1). При работе на других режимах разряд должен быть устойчивым, а его эпюра соответствовать кривой *2*.

Метод высоковольтного электрогидравлического воздействия на гетерогенные системы "жидкость—твердое тело", а также на системы "жидкость и жидкость" открывает новые дополнительные возможности для совершенствования подачи альтернативных топлив, тяжелых примесей в магистраль высокого давления, минуя прецизионные пары ТНВД. При таких схемных решениях разряд необходимо осуществлять (рис. 2) в подпитывающей магистрали *5* перед невозвратным клапаном *9,* в результате чего увеличивается расход топлива через невозвратный клапан, а также выполняется предпламенная его подготовка [4].

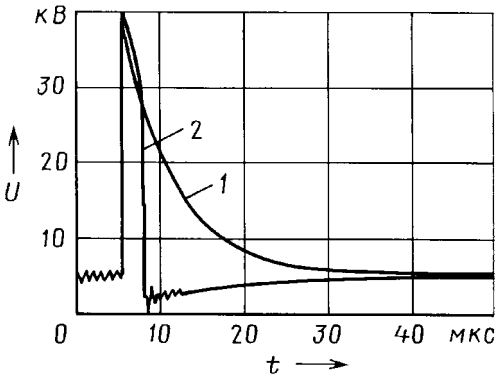


Рис. 1. Эпюры граничного (стекающего) разряда без образования канала (1) и разряда устойчивого (2)

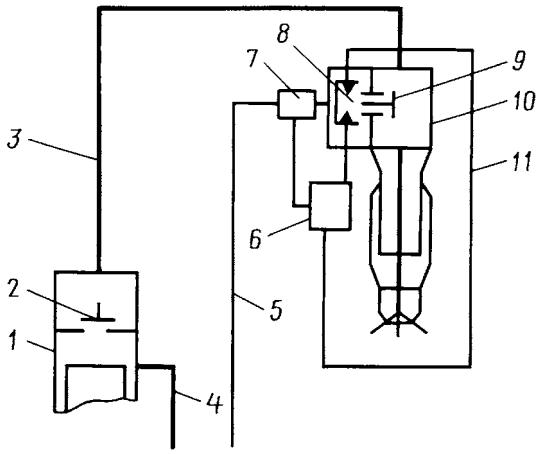


Рис. 2. Схема системы топливоподачи с воздействием электрогидравлического разряда на топливо в подпитывающей магистрали:

1 — насос высокого давления; *2* — нагнетательный клапан; *3* — трубопровод высокого давления; *4* — основная магистраль; *5* — подпитывающая магистраль; *6* — генератор импульсов с блоком управления; *7* — электромагнитный клапан; *8* — разрядная камера; *9* — невозвратный клапан; *10* — форсунка; *11* — провод высокого напряжения

Таким образом, проведенные исследования доказывают возможность использования электрических разрядов как для улучшения пусковых качеств дизелей, так и для подготовки примесей, других видов топлива, подаваемых через невозвратный клапан в форсунку дизеля.

Литература

1. Юткин Л.А. Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности [Текст] / Л.А.Юткин — Л.: Машиностроение, 1986. — 253 с.
2. Заяц Ю.А. Состав системы топливоподачи дизеля с использованием электрогидравлического эффекта [Текст] / Ю.А. Заяц, Д.С. Голубев П.И. Строков // Материалы международного научного симпозиума "Автотракторостроение—2009", — М: МГТУ "МАМИ", 2009.
3. Севостьянов В.П. / Экстремальные физические воздействия в технологии производства изделий знакосинтезирующей электроники [Текст] // В.П. Севостьянов, С.А. Ракитин, — Саратов: Изд-во СГАП, 1999. — 240 с.
4. Пат. 2269662 Росссийская Федерация, МПК F02B55/02. Система подачи топлива в дизель [Текст] / Ю.А. Заяц, П.Н.Ткаченко; заявитель и патентообладатель Ряз. воен. автомоб. ин-т. — № 2002125419/06; заяв. 10.04.2004; опубл. 10.02.2006, Бюл. № 4. — 4с.: ил.

УДК 629.067

Оценка пассивной безопасности автобуса при его опрокидывании

Ю.Ф. БЛАГОДАРНЫЙ, канд. техн. наук Э.Н. НИКУЛЬНИКОВ

Рассмотрена одна из наиболее важных проблем пассивной безопасности пассажиров автобуса при его опрокидывании с точки зрения прочности и деформированного состояния кузова. Представлены современные методы оценки соответствия международным требованиям Правил № 66 ЕЭК ООН серии поправок 01.

Ключевые слова: пассивная безопасность, автобус, прочность, деформация, остаточное пространство, центр масс, силовая структура, энергия, Правила ЕЭК ООН.

Blagodarny Yu.F., Nikulnikov E.N.

EVALUATION OF PASSIVE SAFETY OF A BUS IN THE EVENT OF ITS TIPPING OVER

There has been considered one of the most important issues of passive safety of passengers of a bus in the event of its tipping over from the point of view of the strength and the deformed state of the body. Modern methods of evaluation of compliance with the international requirements of UN ECE Regulation No 66 01 series of amendments have been presented.

Keywords: passive safety, a bus, strength, deformation, survival space, a centre of mass, strength structure, energy, UN ECE Regulations.

Одна из наиболее важных проблем безопасности автобуса — обеспечение прочности его кузова при опрокидывании. Поэтому данный показатель довольно жестко регламентируется. Причем регламентация имеет свою историю.

Так, в 1972 г. прочность кузова автобусов при опрокидывании требовалось оценивать методом натурного опрокидывания с уклона и обязательно — в пределах двух—трех оборотов. Однако после анализа статических данных о ДТП было установлено, что в 95 % их случаев автобус опрокидывается только в пределах одного оборота. Поэтому вступившие в силу с января 1987 г. Правила № 66-00 ЕЭК ООН уже предписывали опрокидывать автобус с уступа высотой не менее 800 мм на ровную горизонтальную площадку, когда достичь более одного переворота не получается. И практика, в том числе НИЦИАМТа, подтвердила правильность такого решения. Оно сократило затраты на испытания, их трудоемкость, но не снизило их результативности. Теперь автобус считается официально утвержденным на основании Правил № 66, если его кузов имеет прочность, достаточную для того, чтобы во время и после его испытаний или расчетов удовлетворялись два условия: ни один из сместившихся элементов кузова не заходит в так называемое остаточное пространство и ни одна из частей этого пространства не выступает за пределы кузова. И здесь очень важно, что в Правилах четко оговорено: в зону остаточного пространства могут заходить изначально расположенные в нем элементы — спинки сидений, перемычки, перегородки, ребра жесткости и т. д., т. е. все то, что служит для повышения прочности и жесткости кузова, а также стационарное оборудование — бары, кухни, туалеты.

Есть в Правилах и обязательные для измерения параметры: перемещения частей конструкции кузова в сторону остаточного пространства. Они должны сравниваться с их допустимыми значениями.

По методике Правил № 66 к настоящему времени в НИЦИАМТе прошли испытания 45 моделей автобусов, предназначенных для эксплуатации на территории Российской Федерации.

Но время идет. И с 9 ноября 2005 г. в силу вступила поправка серии 01 к данным Правилам, которая требует проведения испытаний автобусов, оборудованных удерживающими системами (ремнями безопасности на каждом пассажирском сиденье, включая сиденья водителя и гида) при эффективной массе автобуса, т. е. в процессе испытания на каждом сиденье должен быть размещен антропологический балласт массой 68 кг, удерживаемый ремнем безопасности с креплением в двух или более точках. Что обязаны знать производители автобусов. Поэтому рассмотрим их. В том числе и предусмотренные поправки в эквивалентные, расчетные и расчетно-экспериментальные методы испытаний.

Первое и главное, что следует подчеркнуть: поправка гласит, что вместо испытания на опрокидывание комплектного автобуса производитель может использовать один из следующих методов эквивалентного испытания на официальное утверждение.

1. Испытать на опрокидывание не автобус в сборе, а секции его кузова; но при условии, что устройство для опрокидывания отвечает предписаниям, приведенным в п. 1 приложения 5 к Правилам № 66-00 ЕЭК ООН.

2. Число секций кузова, подлежащих испытанию, должно определяться по таким правилам: все различающиеся конфигурации секций силовой структуры испытываются, по крайней мере, на одной секции; каждая секция должна включать не менее двух секций силовой структуры; вся конструкция крыши должна быть надлежащим образом представлена в секциях кузова при наличии таких особенностей, как изменяющаяся высота, наличие кондиционера, газовых баллонов, багажных полок и т. д.

3. Секции кузова необходимо устанавливать на внешних опорах, обеспечивающих такие же положения центра масс и оси вращения для них на платформе для опрокидывания, как и в случае комплектного автобуса. Эти опоры следует крепить к секции кузова так, чтобы они не повышали ее прочность и не воздействовали на нее излишне высокой дополнительной нагрузкой; быть достаточно прочными и жесткими для сопротивления любой деформации, которая может изменить направление движения секции в процессе ее наклона и опрокидывания.

4. Если одна из секций кузова не проходит испытание на опрокидывание, то данный тип транспортного средства не считается официально утвержденным, а если каждая из секций силовой структуры, образующей данную секцию кузова, проходит успешно, то полученные результаты могут указываться в будущих заявках на официальное утверждение. Правда, только при условии, что соотношение масс секций в новой силовой структуре остается неизменным.

Эквивалентные испытания на опрокидывание в НИЦИАМТе проводились на секциях кузовов автобусов ПАЗ-3205 и ГолАЗ-5291. Результаты испытаний одной из них, а именно секции кузова ГолАЗ-5291, приведены в таблице и представляют собой значения деформаций оконных стоек секций кузова на высоте 750 мм от точки *R* сидений.

Как видим, в процесс и после испытаний ни одна из сместившихся частей секций кузова не вошла в зону остаточного пространства и ни одна из границ последнего не вышла за пределы деформированной конструкции секции кузова. Это говорит о достаточно высоком уровне конструкций испытанных автобусов.

Второй метод, рекомендуемый поправкой 01, — испытания секций кузова на квазистатическую нагрузку. Он предполагает в качестве испытуемых единиц использовать секции кузова, каждая из которых включает, как и при предыдущем методе, не менее двух секций силовой структуры оцениваемого автобуса, соединенных между собой репрезентативными конструктивными элементами. При этом каждая секция, которая подвергается испытанию, должна прочно и надежно закрепляться на испытательном стенде (силовом полу)

Номер оконных стоек правой боковины	Деформация, мм			Заключение о соответствии Правилам № 66-01
	допустимая	полная	остаточная	
2	380	340	98	Соответствует
5	380	325	96	То же
7	380	325	98	"
10	380	295	93	"

таким образом, чтобы вокруг точек крепления не происходило местной пластической деформации, а место и способ крепления не препятствовали формированию предполагаемых зон пластической деформации и функционированию пластических шарниров. Кроме того, прикладываемая нагрузка должна равномерно распределяться по верхней обвязке через жесткий брус, длина которого больше, чем у этой обвязки, что нужно для имитации опорной поверхности в испытании на опрокидывание.

Наконец, направление прикладываемой нагрузки должно создавать с продольной вертикальной плоскостью симметрии автобуса угол α, подсчитываемый по формуле $\alpha = 90^\circ - \arcsin\left(\frac{800}{H_c}\right)$, где H_c — высота верхней обвязки, измеряемая от опорной поверхности, а величина нагрузки должна увеличиваться постепенно, с измерением соответствующей деформации через регулярные интервалы. И так — вплоть до достижения окончательной деформации $d_и$, соответствующей проникновению одного из элементов секции кузова в остаточное производство.

По результатам измерений строится графическая зависимость прогиба от нагрузки. При этом следует учитывать следующие требования: частота измерений выбирается такой, чтобы можно было получить непрерывную кривую; значения нагрузки и деформации измеряются одновременно.

В соответствии с полученной кривой фактическая энергия E_m, поглощенная секцией кузова, представляет собой зону, находящуюся под этой кривой. И по ней нужно найти минимальную энергию $E_{\min}$, которая должна быть поглощена секцией кузова. Определяется ее значение следующим образом.

Общую энергию E_m, подлежащую поглощению силовой структурой, дает формула $E_m = 0{,}75Mg\Delta h$ в которой $M = M_к$ — масса автобуса в снаряженном состоянии при отсутствии удерживающих систем; g — ускорение свободного падения; Δh — вертикальное перемещение центра масс автобуса в процессе испытания на опрокидывание.

Данная энергия должна распределяться между секциями силовой структуры соразмерно с их массами, т. е. по формуле $E_i = E_m \frac{m_i}{M}$, где E_i — энергия, поглощенная i-й секцией силовой структуры, а m_i — масса i-й секции.

Минимальной $E_{\min}$ энергией, которая должна быть поглощена секцией кузова, является сумма S энергий секций силовой структуры, образующих секцию кузова, т. е. по формуле $E_{\min} = \int_{i=1}^{S} E_i$. При этом считается, что секция успешно прошла испытания под нагрузкой, если $E_m > E_{\min}$. Что означает: все секции силовой структуры, формирующие испытуемую секцию кузова, рассматриваются в качестве успешно прошедших испытание на квазистатическую нагрузку, и эти результаты могут указываться в будущих заявках на официальное утверждение при условии, что секции-компоненты не будут иметь бóльшую массу в новой силовой структуре. Если же $E_m < E_{\min}$, то секция не проходит испытание.

В настоящее время конструкторы и испытатели стремятся заменить (частично или полностью) натурные испытания автобусов эквивалентными и расчетно-экспериментальными методами. Однако следует иметь в виду, что расчетная оценка пассивной безопасности кузова — нелинейная и достаточно сложная задача. Кроме того, создание адекватных математических моделей как самого кузова автобуса, так и процесса его деформирования тоже довольно сложная задача. Существующие же методики пока не позволяют в полной мере оценить безопасность кузова, поскольку дают возможность выполнить нелинейный расчет только для стержневых конструкций, а совместная работа каркаса и панелей обшивки может быть оценена только в упругой стадии.

Все это говорит о том, что методы оценки прочности кузова на соответствие требованиям Правил № 66-01 необходимо развивать, совершенствовать и обогащать. Другого способа сокращения сроков и стоимости доводки и постановки на производство новых, более совершенных и безопасных автобусов, как говорится, не дано.

УДК 629.4.077

Определение критического процесса торможения автомобильного колеса

В.М. ЗОТОВ, кандидаты техн. наук Н.М. ЗОТОВ и Е.В. БАЛАКИНА

ВолгГТУ

Получено выражение для определения предельно большого шага интегрирования параметров движения автомобильного колеса, увеличение которого нарушает адекватность моделирования процесса торможения колеса в режиме реального времени. Выражение справедливо для всех типов и состояний дорожного покрытия.

Ключевые слова: колесные машины, активная безопасность, автоматизированные системы управления параметрами движения, затормаживаемое колесо, моделирование параметров движения колеса в режиме реального времени.

Zotov V.M., Zotov N.M., Balakina E.V.

DEFINITION OF EXTREMELY LARGE STEP OF INTEGRATION OF PARAMETERS OF MOVEMENT IN PROBLEMS OF MODELLING IN THE MODE OF REAL TIME OF PROCESS OF BRAKING OF THE AUTOMOBILE WHEEL

Expression for definition of size of extremely large step of integration of parameters of movement of an automobile wheel which increase does not provide adequate modeling of process of braking of a wheel in a mode of real time is received. Expression is fair for all types and conditions of a road covering.

Keywords: wheel machines, the active safety, the automated control systems the parameters of movement, braking wheel, modeling of parameters of movement of a wheel in a mode of real time.

Активная безопасность современных колесных машин во время их торможения обеспечивается, как известно, с помощью автоматизированных систем управления параметрами их движения. Но для разработки

алгоритмов функционирования таких систем необходимы математические модели, способные адекватно моделировать процесс торможения в масштабе реального времени. Однако используемые в настоящее время модели не всегда обладают этим свойством, так как очень часто время их решения больше длительности процесса, который они описывают. В связи с чем рассматриваемые ниже модели, лишенные данного недостатка, по мнению авторов, должны представлять интерес для читателей "АП". Уже хотя бы потому, что позволяют для заданных условий моделируемого движения выявить максимальное значение шага интегрирования параметров движения, обеспечивающее устойчивость решений и, следовательно, реализацию режима реального времени при расчетах.

Рассмотрим эти модели.

Экспериментальные данные [1, 2] показывают, что продольное смещение ξ нормальной реакции опорной поверхности в линейном приближении можно описать функцией, соответствующей формуле № 1 (табл. 1). Входящая в нее продольная деформация ξ_0 приводит к появлению дополнительной силы F_{x1}, с которой опорная поверхность действует на колесо в продольном направлении, а колесо как будто проскальзывает по поверхности дороги. Величину ε такого псевдоскольжения (упругого проскальзывания), или крипа (от английского слова creep — ползти), когда коэффициент S скольжения равен нулю, дает формула № 2.

При малой вертикальной относительной деформации z колеса, т. е. малом отношении деформации h шины к радиусу r свободного качения ($z = h/r \ll 1$), связь между $r_к$ и r выражена формулой № 3.

Воспользовавшись формулами № 1, 2 и 3, выразим величину ε крипа через вертикальную деформацию h шины (формула № 4). Но, с другой стороны, из теории крипа [3] известно, что, во-первых, величина ε пропорциональна продольной деформации ξ_0 периферии колеса в окрестности области контакта (формула № 5) и, во-вторых, сила F_x, с которой опорная поверхность действует на колесо в продольном направлении при псевдоскольжении, пропорциональна продольной деформации ξ_0 (формула № 6). При этом, очевидно, формула № 4 дает кинематическое, а формула № 6 — динамическое определение величины крипа. Отсюда вытекает зависимость (формула № 7) между продольной ξ_0 и радиальной h деформациями шины в зоне упругого проскальзывания колеса.

Далее. Максимальную длину L пятна контакта можно подсчитать по теореме Пифагора (формула № 8). Тогда выражение для определения смещения ξ примет вид формулы № 9. Значение же коэффициента $f_{к0}$ сопротивления качению в этом случае дает формула № 10.

Сравнивая экспериментальную зависимость значений коэффициента $f_{к0}^{эксп}$ трения свободного качения [4, 5] от величины относительной радиальной деформации z шины с зависимостью, соответствующей формуле № 10, авторы нашли значения коэффициентов k_1 и k_2 для автомобилей различных категорий и в конечном итоге вывели формулу № 11 для вычисления коэффициента $f_к$ (t) сопротивления качению в зависимости от времени. Ее-то и можно считать математической моделью затормаживаемого автомобильного колеса, так как она объединяет его геометрические и динамические характеристики.

В нее, как видим, входит функция тормозного момента $M_{тор}(t)$. Ее можно принять за математическую модель тормозной системы автомобиля. При этом надо иметь в виду, что функция последней определяется видом тормозного механизма и наличием связанных с ним устройств автоматического регулирования тормозных моментов.

Так, математическая модель работы тормозной системы без АБС, сформированная на базе экспериментальных данных [6] при $t \in (0; t_0)$, имеет вид формулы № 12, а при $t \in (t_0; t_\omega)$ — формулы № 13. Причем в обеих формулах значение t_0 (момент блокирования колеса) определяется из условия, что тормозной момент, создаваемый механизмом на колесе, не более чем на 10 % превышает значение максимального момента от продольной силы сцепления колеса с поверхностью "сухой асфальтобетон", т. е. $M_{тор} \leqslant M_{max} = 0{,}89\ P_z R_д$.

Коэффициент φ сцепления в продольном направлении вычисляется по полуэмпирической формуле № 14.

Математическая модель тормозной системы с АБС при $t \in (0; t^*)$ имеет вид формулы № 15, а при $t \in (t^*; t_\omega)$ — формул № 16. Полученная в итоге совокупность уравнений (формулы № 16) является, в первом приближении, трехмодульной математической моделью процесса торможения автомобиля на горизонтальной твердой поверхности. Для оценки устойчивости решений и ее адекватности исследуемому процессу авторы провели дополнительный анализ. При этом вычислительный эксперимент выявил неустойчивость, если шаг Δt интегрирования превышает некоторое критическое значение Δt_c. Так, при $\Delta t = 0{,}005 C_c$

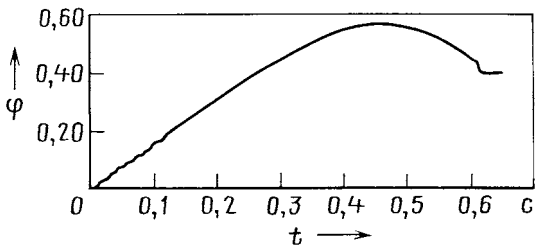


Рис. 1. Изменение коэффициента продольного сцепления $\varphi(t)$ колеса с опорной поверхностью: тип поверхности дороги — "мокрый асфальтобетон"; шаг интегрирования $\Delta t = 0{,}0055$ с

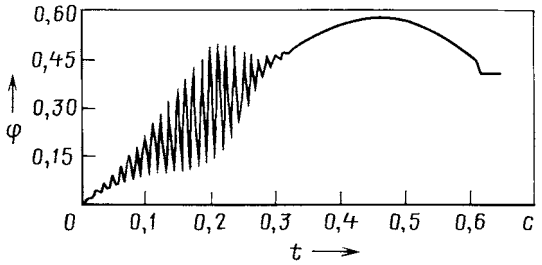


Рис. 2. Изменение коэффициента продольного сцепления $\varphi(t)$ колеса с опорной поверхностью: тип поверхности дороги — "мокрый асфальтобетон"; шаг интегрирования $\Delta t = 0{,}0063$ с

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\xi = kL + \xi_0$	k — коэффициент; L — длина пятна контакта; ξ_0 — продольная деформация шины в пятне контакта
2	$\varepsilon = \frac{\upsilon - R\omega}{\upsilon} = \frac{(r_к - r)}{r_к}$	$\upsilon = r_к\omega$; $r_к$ — радиус качения колеса; r — свободный радиус его качения; ω — угловая скорость колеса
3	$r = r_к(1 + h\lambda_2^0)$	λ_2^0 — второй коэффициент крипа, характеризующий зависимость псевдоскольжения колеса через величину радиальной деформации шины
4	$\varepsilon = -h\lambda_2^0$	—
5	$\varepsilon = -\lambda_1^0\xi_0$	λ_1^0 — первый коэффициент крипа, характеризующий зависимость псевдоскольжения колеса от продольной деформации ξ_0 шины
6	$F_x = c_x\xi_0$	c_x — коэффициент продольной жесткости шины
7	$\xi_0 = \frac{\lambda_2^0}{\lambda_1^0}h = k^2h$	—
8	$L = 2\sqrt{r^2 - r_д^2} = 2r\sqrt{2z - z^2}$	$r_д = r(1 - z)$ — динамический радиус колеса
9	$\xi = r(k_1\sqrt{z} + k_2z) = rk_2(2\sqrt{2z} + z)$	—
10	$f_{к0} = k_1\left(\frac{mr^2(3-z)\sqrt{z}}{3L + mr^2(3-4z)}\right) + k_2\left(\frac{mr^2r(3-z)z}{3L + mr^2(3-4z)}\right)$	m — масса, приходящаяся на колесо
11	$f_к(t) = \frac{(\alpha M_{тор}(t) + \xi P_z)r_к^2\omega(t)}{(Ig + P_zr_кr_д)\upsilon(t)}$	α — поправочный коэффициент, определяемый из условия $f_к < f_0$; $M_{тор}(t)$ — тормозной момент, создаваемый тормозным механизмом на колесе; P_z — вертикальная нагрузка на колесе; I — момент инерции колеса; $r_к = r\left(1 - \frac{z}{3}\right)$; g — ускорение свободного падения
12	$M_{тор} = M_0t^n$	M_0, n — параметры, зависящие от конструктивных особенностей тормозного механизма; $t_0 = \sqrt[n]{\frac{0{,}89P_zr_д}{M_0}}$ — момент времени, соответствующий блокированию колеса
13	$M_{тор} = 0{,}89P_zr_д$	—
14	$\varphi = \frac{f_0S}{aS^2 + bS + c}$	f_0, a, b, c — коэффициенты, характеризующие сцепные свойства колеса с дорогой; $S = \frac{\upsilon_{ск}}{\upsilon} = 1 - \frac{\omega r}{\upsilon} = 1 - \frac{r}{r_к}$ — продольный коэффициент проскальзывания колеса в пятне контакта относительно дороги
15	$M_{тор} = M_0t^n$, при $t \in [0\,;\,t^*]$ $M_{тор} = M^*(1 + \mu\sin 2\pi\nu(t - t^*))$, при $t > t^*$	$M^* = M_0(t^*)^n$; $\mu = \frac{n}{2\pi\nu t^*}$; ν — частота срабатывания электронного блока АБС; t^* — момент времени, при котором коэффициент проскальзывания S достигает требуемого значения
16	$I\dot{\omega} = -[M_{тор}(t) + \xi P_z] + [\varphi(S)r_к + f_кr_д]P_z$; $m\dot{\upsilon} = -[\varphi(S) + f_к]P_z$; $f_к = \frac{[\alpha M_{тор}(t) + \xi P_z]r_к^2\omega(t)}{g[I + mr_кr_д]\upsilon(t)}$; $(S) = \frac{f_0S}{aS^2 + bS + c}$; $S = 1 - \frac{r_к\omega}{\upsilon}$	—
17	$\Delta t_c = 0{,}643\frac{c}{f_0}\sqrt[n+1]{\frac{I\omega_0}{M_0}}$	—

Таблица 2

Тип дорожного покрытия	I, кг·м^2	ω_o, рад/с	M_0, Н · м	n	f_0	c	Критическое значение Δt_c шага интегрирования, с
Сухой асфальтобетон	1,1	70	1689		0,7	0,046	0,0090
Мокрый асфальтобетон	То же	То же	То же	1	0,4	0,016	0,0055
Обледенелый асфальтобетон	"	"	"		0,1	0,032	0,0439

(рис. 1) коэффициент $\varphi(t)$ продольного сцепления колеса с дорогой изменяется устойчиво, а при $\Delta t = 0{,}0065$ (рис. 2) — явно нестабильно. Причем значения Δt_c зависят от метода численного решения уравнений и типа поверхности дороги. Это хорошо видно из табл. 2, в которой приведены критические значения шага интегрирования для двухосного легкового автомобиля категории М1.

Из анализа модели и результатов вычислительного эксперимента найдена формула критического шага интегрирования для метода Эйлера. Это формула № 17.

Литература

1. Левин М.А. Теория качения деформируемого колеса / М.А. Левин, Н.А. Фуфаев. — М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. лит. — 1989. — 272 с.
2. Мур Д. Основы и применение трибоники. — М.: Издательство "Мир". — 1978. — 487 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колёсных машин. — М.: Машиностроение. — 1990, — 352 с.
4. Краткий автомобильный справочник. — 9-е изд. М.: Транспорт, — 1982. — 464 с.
5. Автомобильный справочник. Перевод с англ. Первое русское издание. — М.: Издательство "За рулём", 2000. — 896 с.
6. Ревин А.А. Комплексная технология моделирования тормозной динамики автомобиля / А.А. Ревин. — Волгоград: РПК "Политехник", — 2000. — 88 с.

УДК 629.113:629.11.0128

Виброзащитные свойства двухступенчатой подвески автомобиля

Д-р техн. наук И.М. РЯБОВ,
канд. техн. наук К.В. ЧЕРНЫШОВ, А.М. КОВАЛЕВ

ВолгГТУ

Исследованы виброзащитные свойства двухступенчатой подвески автомобиля. Описан принцип работы исследуемой подвески, составлена математическая модель, проведен сравнительный анализ полученных амплитудно-частотных характеристик одномассовой двухступенчатой подвески с соответствующими характеристиками одноступенчатой подвески при условии линейности обеих систем.

Ключевые слова: двухступенчатая подвеска, математическая модель, аналитическое решение, линейная система, плавность хода, амплитудно-частотные характеристики, подрессоренная масса, демпфирование, жесткость упругого элемента.

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

VIBROPROTECTED PROPERTY OF AUTOMOTIVE TWO-STAGE SUSPENSION SYSTEM

Vibroprotected property of automotive two-stage suspension system are researched. A principle of work of an investigated suspension system is described, the mathematical model is created, the comparative analysis of the received characteristics of a one-mass two-stage suspension system with corresponding characteristics of a one-stage suspension system, under condition of linearity of both systems, is carried out.

Keywords: two-stage suspension system, mathematical model, analytical decision, linear features, smooth control, amplitude-frequency characteristics, spring mass, damping, spring rate.

Потенциальные возможности одноступенчатой подвески, состоящей из упругого элемента (рессоры, пружины и т. д.) и амортизатора и применяющейся на всех легковых и грузовых автомобилях, практически исчерпаны. И для дальнейшего повышения виброзащитных свойств такой подвески ряд специалистов предлагают пользовать двухступенчатые ее схемы. Например, аналогичная конструкция подвески запатентована в Японии еще в 1995 г. (пат. JP 1995 № 305105). Однако исследования виброзащитных свойств двухступенчатых подвесок никто, к сожалению, не проводил. Поэтому до сих пор остается неясным, смогут ли они оправдать возлагаемые на них надежды. В связи с чем результаты работы, выполненной специалистами ВолгГТУ, думается, должны заинтересовать многих.

Двухступенчатая модель подвески, как видно из рис. 1, представляет собой последовательное соединение двух систем виброзащиты, т. е. двух упругих и двух демпфирующих элементов. Причем их параметры, в принципе, могут быть как одинаковыми, так и различными. Значит, возможно такое сочетание параметров, при котором виброзащитные свойства подвески будут наилучшими (оптимальными).

Именно такими исходными соображениями руководствовались авторы, приступая к исследованиям.

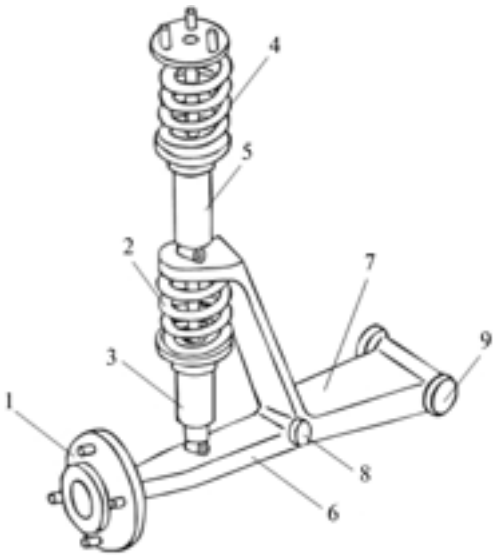


Рис. 1. Схема двухступенчатой подвески:
1 — ступица; *2* — пружина нижней ступени подвески; *3* — амортизатор нижней ступени подвески; *4* — пружина верхней ступени подвески; *5* — амортизатор верхней ступени подвески; *6* — дополнительный рычаг; *7* — основной рычаг; *8* и *9* — шарниры

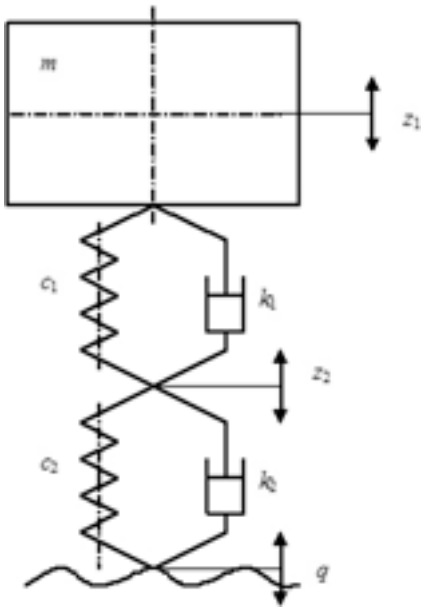


Рис. 2. Расчетная схема двухступенчатой подвески

Проводили же их на математической модели, разработанной на основе расчетной схемы (рис. 2), которая, как видим, представляет собой одномассовую одноопорную колебательную систему с двумя степенями свободы при кинематическом возмущении.

Данная модель включала два дифференциальных уравнения (формула № 1 в таблице) и была составлена при допущении линейности обеих ступеней подвески. Но если ввести понятия "относительный коэффициент h_1 демпфирования верхнего амортизатора" $\left(h_1 = \frac{k_1}{2m}\right)$, "относительный коэффициент h_2 демпфирования нижнего амортизатора" $\left(h_2 = \frac{k_2}{2m}\right)$, "собственная частота ω_{01} колебаний подрессоренной массы при блокировании нижней ступени" и "собственная частота ω_{02} колебаний подрессоренной массы при блокировании верхней ступени" $\left(\omega_{02} = \sqrt{\frac{c_2}{m}}\right)$, то формулы № 1 можно записать в виде формул № 2, очень удобных для анализа.

Результат частного решения этой системы уравнений при гармоническом возмущении ($q = q_o\sin\omega t$) представлен коэффициентом b_{z_1} усиления колебаний подрессоренной массы m относительно дорожного профиля (формула № 3) и фазовым углом φ_1 колебаний этой массы относительно дорожного профиля (формула № 4).

Здесь тоже, как и в предыдущем случае, введем понятия "относительные частоты l_1 и l_2 возмущения подрессоренной массы" $\left(l = \frac{\omega}{\omega_{01}} = l_1 \text{ и } l_2 = \frac{\omega}{\omega_{02}}\right)$, $\frac{h_1}{\omega_{01}} = \frac{h_1 l_1}{\omega} = \Psi_1$ — "коэффициент Ψ_1 апериодичности верхнего амортизатора", $\frac{h_2}{\omega_{02}} = \frac{h_2 l_2}{\omega} = \Psi_2$ — "коэффициент Ψ_2 апериодичности нижнего амортизатора", а также "отношение коэффициентов h_1/h_2" и отношение $h_* = \frac{1}{h_{отн}}$, то можно записать формулы № 5 и 6.

Чтобы определить, какими преимуществами будет (или не будет) обладать линейная двухступенчатая подвеска по отношению к линейной одноступенчатой подвеске, нужно, очевидно, сравнить их амплитудно-частотные характеристики. Для этого, что столь же очевидно, параметры одноступенчатой подвески следует привести к той же форме (рис. 3) параметров подвески двухступенчатой. Что, в общем-то, довольно просто.

Одноступенчатая колебательная система описывается формулой № 7. Если для нее ввести те же понятия, что и для двухступенчатой подвески $\left(\frac{kc}{2mm} = h,\ \sqrt{-} = \omega_0\right)$, из формулы № 7 можно вывести формулу № 8, а коэффициент b_z усиления и фазовый угол φ колебаний подрессоренной массы при $q = q_0\sin\omega t$ дают соответственно формулы № 9 и 10.

При сравнении двухступенчатой и одноступенчатой колебательных систем необходимо выполнять условие равенства собственной частоты ω_0 и относительного коэффициента ψ затухания колебаний подрессоренных масс этих систем. И обеспечить это при расчетах труда не представляет. Ведь известно, что жесткость c последовательно соединенных пружин дает формула № 11. Откуда следует формула № 12. Точно так же известно, что коэффициент k неупругого сопротивления последовательно соединенных амортизаторов дает формула № 13. Следовательно, задавшись значениями ω_0, ψ, $h_* = \frac{k_2}{k_1} = \frac{1}{k_{отн}} = \frac{h_2}{h_1} = \frac{1}{h_{отн}}$, $l_{отн} = \sqrt{\frac{c_1}{c_2}} = \sqrt{\frac{1}{c_{отн}}}$ и учитывая сказанное выше, легко определить l_1 и Ψ_1, используемые в формулах № 6. Это формулы № 14, которые показывают следующее.

1. При $l_{отн} = 1$ и $h_{отн} = 1$ амплитуда и фаза колебаний подрессоренной массы двухступенчатой подвески

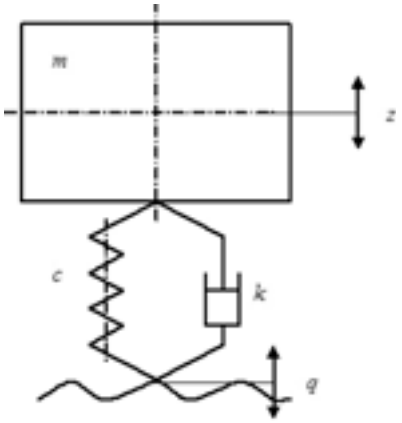


Рис. 3. Расчетная схема одноступенчатой подвески

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m\ddot{z}_1 + k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1(z_1 - z_2) = 0;$ $k_2(\dot{z}_2 - \dot{q}) + c_2(z_2 - q) - k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_1(z_1 - z_2) = 0$	m — подрессоренная массса; z_1, z_2 — соответственно перемещения подрессоренной массы и точки соединения верхней и нижней подвесок; k_1, k_2 — соответственно коэффициенты сопротивления верхнего и нижнего амортизаторов; c_1, c_2 — соответственно жесткости верхней и нижней рессор
2	$\ddot{z}_1 + 2h_1\dot{z}_1 + \omega_{01}^2 z = 2h_1\dot{z}_2 + \omega_{01}^2 z_2;$ $2h_2\dot{z}_2 + \omega_{02}^2 z_2 + 2h_1\dot{z}_2 + \omega_{01}^2 z_2 - 2h_1\dot{z}_1 - \omega_{01}^2 z_1 = 2h_1\dot{q} + \omega_{02}^2 q$	—
3	$b_{z_1} = \dfrac{\sqrt{\omega_{01}^4 + 4h_1^2\omega^2}\sqrt{\omega_{02}^4 + 4h_2^2\omega^2}\sqrt{(\omega_{01}^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2\omega^2}}{\sqrt{[(\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2)[(\omega_{01}^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2\omega^2] - 4h_1^2\omega^2 + \omega_{01}^2(\omega_{01}^4 - \omega^2\omega_{01}^2 + 4h_1^2\omega^2)]^2 + [(2h_1\omega + 2h_2\omega)\cdot((\omega_{01}^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2\omega^2) - 2h_1\omega(\omega_{01}^4 - 2\omega^2\omega_{01}^2 + 4h_1^2\omega^2)]^2}}$	—
4	$\varphi_1 = \operatorname{arctg}\dfrac{2h_2\omega}{\omega_{02}^2} - \operatorname{arctg}\dfrac{[2\omega(h_2 + h_1)[(\omega_{01}^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2\omega^2] - 2h_1\omega(\omega_{01}^4 - 2\omega^2\omega_{01}^2 + 4h_1^2\omega^2)]}{(\omega_{02}^2 + \omega_{01}^2)[(\omega_{01}^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2\omega^2] - 4h_1^2\omega^4 - \omega_{01}^2(\omega_{01}^4 - \omega_{01}^2\omega^2 + 4h_1^2\omega^2)} +$ $+ \operatorname{arctg}\left(-\dfrac{2h_1\omega^3}{(\omega_{01}^2 - \omega^2)^2 + 4h_1^2\omega^2}\right)$	—
5	$b_{z_1} = \sqrt{\dfrac{(1 + 4\psi_1^2 l_1^2)(l_{\text{отн}}^4 + 4\psi_1^2 l_1^2 h^2)((1 - l_1^2)^2 + 4\psi_1^2 l_1^2)}{[(1 + l_{\text{отн}}^2)[(1 - l_1^2)^2 + 4\psi_1^2 l_1^2] - (1 - l_1^2) - 4\psi_1^2 l_1^2(1 + l_1^2)]^2 + [2\psi_1 l_1(1 + h)\cdot[(1 - l_1^2)^2 + 4\psi_1^2 l_1^2] - 2\psi_1 l_1(1 - 2l_1^2 + 4\psi_1^2 l_1^4)]^2}}$	—
6	$\varphi_1 = \operatorname{arctg}\dfrac{2\psi_1 h l_1^2}{l_{\text{отн}}^3} - \operatorname{arctg}\dfrac{[2\psi_1 l_1(1 + h)\cdot[(1 - l_1^2)^2 + 4\psi_1^2 l_1^2] - 2\psi_1 l_1(1 - 2l_1^2 + 4\psi_1^2 l_1^4)]}{(1 + l_{\text{отн}}^2)\cdot[(1 - l_1^2)^2 + 4\psi_1^2 l_1^2] - (1 - l_1^2) - 4\psi_1^2 l_1^2(1 + l_1^2)} +$ $+ \operatorname{arctg}\left(-\dfrac{2\psi_1 l^3}{(1 - l_1^2)^2 + 4\psi_1^2 l_1^2}\right)$	—
7	$m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) = 0$	—
8	$\ddot{z} + 2h(\dot{z} - \dot{q}) + \omega_0^2(z - q) = 0$	—
9	$b_z = \sqrt{\dfrac{1 + 4\psi^2 l^2}{(1 - l^2)^2 + 4\psi^2 l^2}}$	—
10	$\varphi = \operatorname{arctg}\left(-\dfrac{2\psi l^3}{1 - l^2 + 4\psi^2 l^2}\right)$	—
11	$c = \dfrac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$	c — суммарная (итоговая) жесткость двухступенчатой подвески
12	$\omega_0^2 = \dfrac{\omega_{01}^2\omega_{02}^2}{\omega_{01}^2 + \omega_{02}^2}$	ω_0 — суммарная (итоговая) частота колебаний подрессоренной массыдвухступенчатой подвески
13	$k = \dfrac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$	k — суммарный (итоговый) коэффициент сопротивления амортизаторов
14	$l_1 = \sqrt{\dfrac{l}{1 + c_{\text{отн}}}};\ \psi_1 = \dfrac{1 + h_*}{h_*}\psi l_1$	—

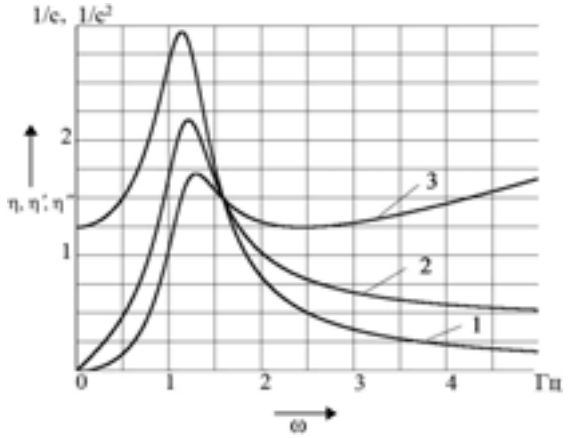


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики классической одноступенчатой одномассовой и двухступенчатой одномассовой подвесок с одинаковой суммарной жесткостью и демпфированием при $\psi = 0{,}24$; $\omega_0 = 1{,}2$ Гц:

1 — относительное перемещение подрессоренной массы; *2* и *3* — изменения скорости и ускорения этой массы

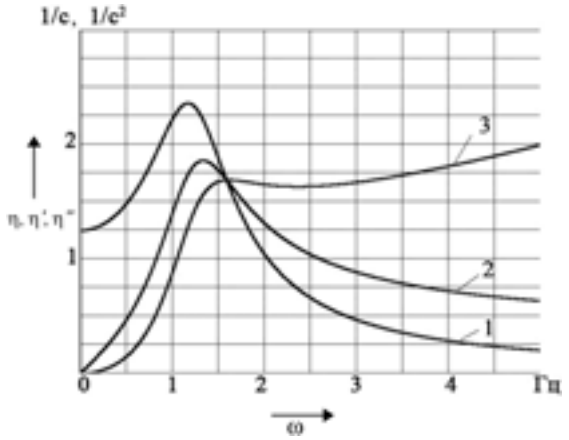


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики двухступенчатой одномассовой подвески при соотношении параметров ступеней подвески $k_{отн} = 0{,}5$; $c_{отн} = 2$ и с обратным соотношением параметров ступеней подвески; $\psi = 0{,}24$; $\omega_0 = 1{,}2$ Гц:

1 — относительное перемещение подрессоренной массы; *2* и *3* — изменения скорости и ускорения этой массы

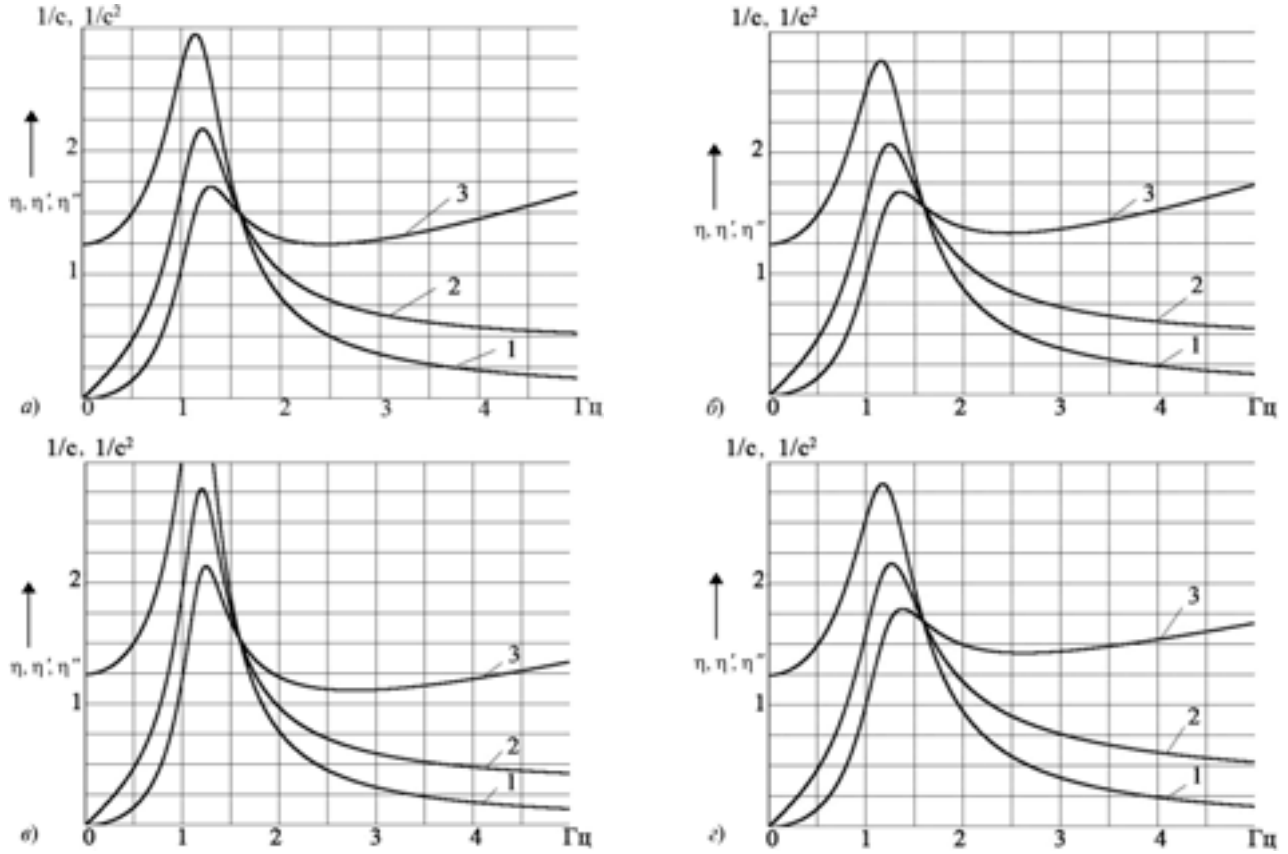


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) классической одномассовой одноступенчатой (а) и двухступенчатой одномассовой подвескок (б) при $\psi = 0{,}24$; $\omega_0 = 1{,}2$ Гц, а также классической одномассовой одноступенчатой (в) и двухступенчатой одномассовой подвесок (г) при $\psi = 0{,}18$; $\omega_0 = 1{,}2$ Гц:

1 — относительное перемещение подрессоренной массы; *2* и *3* — изменения скорости и ускорения этой массы

совпадают с амплитудой и фазой колебаний одномассовой системы (рис. 4).

2. Перемена местами верхней и нижней ступеней не влияет на амплитуду и фазу колебаний подрессоренной массы (рис. 5).

3. При увеличении жесткости упругого элемента одной из ступеней на АЧХ (в зоне резонанса) наблюдается сглаживание пиковых значений амплитуд колебаний, а в зарезонансной зоне они, наоборот, возрастают (рис. 6).

На основании сказанного можно сделать вывод: двухступенчатая подвеска не дает, по сравнению с подвеской одноступенчатой, сколь-либо заметного улучшения виброзащитных свойств. Поэтому ее установка на автомобиль — неоправданное усложнение его конструкции.

УДК 697.97

Индивидуальная вентиляция в кабинах транспортных средств

Д-р техн. наук Л.М. ДЫСКИН, Т.А. ГОЛОВАНОВА

Нижегородский ГАСУ

Рассматривается возможность обеспечения требуемого температурного режима в кабине транспортного средства системой индивидуальной вентиляции воздуха с использованием вихревой трубы.

Ключевые слова: индивидуальная вентиляция, транспортное средство, вихревая труба.

Dyskin L.M., Golovanova T.A.

THE PERSONAL VENTILATION OF THE VEHICULAR CABS

The opportunity of required temperature condition supplying in the vehicular cab by the personal ventilation system with the use of vortex tube has been considered.

Keywords: personal ventilation, vehicle, vortex tube.

В теплый период года ввиду значительной солнечной радиации и недостаточности пассивных средств теплозащиты (ограждающие конструкции, солнцезащитные устройства, тепловые экраны) температура воздуха в кабине АТС повышается до 308—323 К (35—50 °С), что делает условия труда водителей достаточно напряженными. Чтобы их улучшить, многие производители оснащают кабины кондиционерами. Причем, как правило, кондиционерами с парокомпрессионной холодильной машиной. Однако такое решение, во-первых, противоречит Киотскому соглашению, поскольку данные машины работают на фреоне; во-вторых, существенно повышают себестоимость транспортного средства; в-третьих, небезопасно: в кондиционерах быстро размножаются вредные для здоровья человека микробы; наконец, в-четвертых, для работы кондиционера необходима мощность, равная 1,5—2 кВт (2—2,7 л. с.), так как охлаждаемый им воздух подается в весь объем кабины. Хотя последние исследования П.О. Фангера показали [1, 2], что при подаче приточного воздуха улучшенных кондиций (охлажденного, осушенного и очищенного) непосредственно в зону дыхания конкретного человека (принцип индивидуальной вентиляции) можно повысить не только качество вдыхаемого воздуха, но и уменьшить расход обрабатываемого приточного воздуха.

Это один из способов снижения стоимости и мощности климатической установки. Но есть и другие. Например, в условиях небольшой годовой продолжительности работы системы, что характерно для большинства регионов нашей страны, в качестве генератора холода для системы индивидуальной вентиляции можно применить вихревую трубу. Для ее работы, естественно, требуется сжатый воздух, и на грузовых автомобилях его источник есть — компрессор пневматической тормозной системы. Но даже если для какого-то конкретного АТС потребуется установка отдельного компрессора, то он будет небольшой подачи.

Принципиальная схема системы индивидуальной вентиляции, выполненной на основе вихревой трубы, приведена на рис. 1. Как из него видно, сжатый компрессором *16* воздух через осушитель *15*, ресивер *12* и регулирующий клапан *11* поступает в вихревую трубу *10*, где он разделяется на охлажденный и нагретый потоки. Первый из них через запорное устройство *8* направляется в воздухо-воздушный теплообменник *3*, а второй через запорное устройство *13* — в атмосферу. Установленный на вихревой трубе дроссельный вентиль *9* служит для регулирования относительного расхода μ охлажденного потока, а клапан *11* — для регулирования давления сжатого воздуха перед вихревой трубой.

Наружный воздух засасывается вентилятором *2*, и бóльшая его часть через фильтр *1* грубой очистки и воздухораспределитель *5* напрямую подается в кабину АТС, а часть направляется в воздухо-воздушный теплообменник *3*, в котором охлаждается и с помощью вентилятора *4* через воздухораспределитель *6* тоже поступает в кабину. Воздухораспределитель *6* расположен на панели приборов и направляет струю приточного охлажденного воздуха в зону дыхания водителя.

Рассмотренная схема позволяет использовать вихревую трубу и в качестве теплового насоса в холодное время года. Такое решение обеспечивается переключением запорных устройств *7, 8, 13 и 14*: в теплое время года устройства *8* и *13* находятся в открытом положении, а устройства *7* и *14* — в закрытом; в холодное же время, наоборот, устройства *8* и *13* закрыты, а устройства *7* и *14* — открыты, благодаря чему нагретый в вихревой трубе воздух поступает в теплообменник *3* и нагревает часть приточного воздуха, который через воздухораспределитель *6* и поступает в кабину.

Регулирование теплохолодопроизводительности предлагаемой системы осуществляется с помощью регулирования работы вихревой трубы.

Параметры элементов предлагаемой вниманию читателей схемы следующие: диаметр D вихревой трубы — 16 мм, ее длина L — $10D$, или 160 мм, т. е. с развихрителями нагретого и охлажденного потоков диаметр d отверстия диафрагмы — 8 мм; полный расход M_1 сжатого воздуха через трубу при степени π его расширения, равной 2, составляет 24 м^3/ч, температура t_1 на вхо-

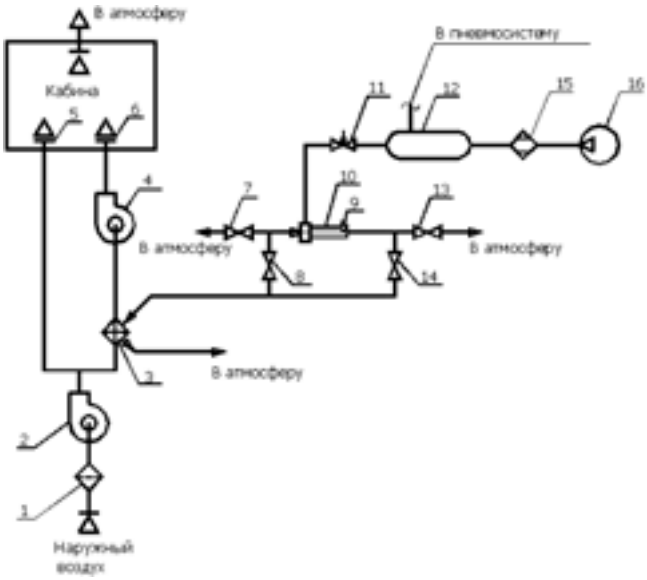


Рис. 1. Схема индивидуальной системы вентиляции, выполненной на основе вихревой трубы:

1 — воздушный фильтр грубой очистки; *2* и *4* — радиальные вентиляторы; *3* — теплообменник; *5* и *6* — воздухораспределители; *7, 8, 13* и *14* — запорные устройства; *9* — дроссельный вентиль; *10* — вихревая труба; *11* — регулирующий клапан; *12* — ресивер; *15* — воздухоосушитель; *16* — компрессор

де в трубу — 306 К, или 33 °С (с учетом недоохлаждения на 10,6 К сжатого в компрессоре воздуха); режим работы трубы — при μ = 0,65 (режим максимальной холодопроизводительности); расход M_2 охлажденного воздуха на выходе из трубы ($M_2 = \mu M_1$) — 15,6 м^3/ч; расход M_3 обрабатываемого приточного воздуха в воздухоохладителе *3* — 18,5 м^3/ч.

Воздухоохладитель *3* (площадь его теплообменной поверхности составляет 0,116 м^2) выполнен в виде теплообменника типа "труба в трубе". По внутренней трубе (ДКРНП 24×1 М1р по ГОСТ 21646—2003) протекает охлажденный поток из вихревой трубы, а по наружной (ДКРНП 35×1,5 М1р) — обрабатываемый приточный воздух.

При расчете воздухораспределителя *6* рассматривался вариант неадиабатного охлаждения воздуха, поскольку в качестве генератора холода используется вихревая труба.

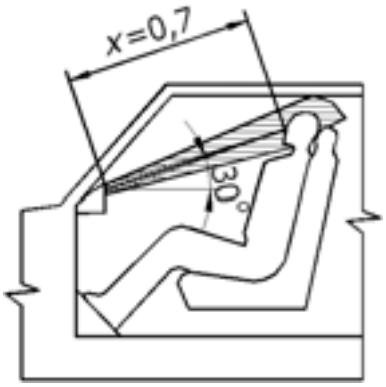


Рис. 2. Схема индивидуальной вентиляции душирующей струей

Степень сжатия, ε	2	3	4	5	6	7	8
N, кВт	1,92	3,04	3,83	4,45	4,96	5,38	5,75

Его расчетная площадь равна 0,005 м^2, что позволяет установить его на панели приборов. Для рассмотренного случая голова водителя располагается на начальных по температуре и скорости участках струи (рис. 2).

Мощность поршневого компрессора зависит от его подачи и степени ε сжатия воздуха. Так, при расчетном расходе охлажденного воздуха, равном 15,6 м^3/ч (полный расход воздуха через вихревую трубу, как сказано выше, составляет 24 м^3/ч), эта мощность при любых степенях сжатия в 4,2 раза меньше, чем при производительности, равной 100 м^3/ч (см. таблицу).

Но для обеспечения эффективного охлаждения воздуха вихревой трубой достаточно использовать компрессор со степенью сжатия ε = 2÷4. Следовательно, его мощность составит 0,46—0,91 кВт (0,6—1,2 л. с.), что в 2—3 раза меньше, чем потребляет кондиционер.

Кроме того, система на основе вихревой трубы абсолютно надежна в работе; ее можно использовать при любых эксплуатационных условиях (например, в кабинах сельхозмашин, работающих в условиях большой запыленности атмосферного воздуха).

Литература

1. Фангер П.О. (Fanger P.Ole.) Качество внутреннего воздуха в XXI веке: в поисках совершенства / П.О. Фангер (P. Ole Fanger) // АВОК. — 2000. — № 2. — С. 14—20.
2. Фангер П.О. (Fanger P.Ole.) Качество внутреннего воздуха в XXI веке: влияние на комфорт, производительность и здоровье людей / П.О. Фангер (P.Ole Fanger) // АВОК. — 2003. — № 4. — С. 12—18.

УДК 629.067

Прогнозирование процесса продольного сближения автотранспортных средств

М.П. МАЛИНОВСКИЙ, д-р техн. наук Г.И. ГЛАДОВ
МАДИ (ГТУ), МГТУ имени Н.Э. Баумана

В настоящее время все более широкое распространение получают различные системы предотвращения столкновений (СПС). Основной проблемой, препятствующей их повсеместному внедрению, является ложное (преждевременное) срабатывание подобных систем. Авторы статьи попытались систематизировать подход к прогнозированию дорожно-транспортной ситуации с целью оптимизации алгоритма СПС, причем рассмотрели не только попутное, но и фронтальное сближение АТС.
Ключевые слова: безопасность дорожного движения, активная безопасность, системы активной безопасности, системы предотвращения столкновений, прогнозирование дорожно-транспортной ситуации, предупреждение ДТП.

Malinovskij M.P., Gladov G.I.
FORECASTING OF LONGITUDINAL APPROACH OF VEHICLES

In the present time various collision avoidance systems (CAS) get more and more widespread. The chief problem hampering ubiquitous implementation of those is false (premature) actuation. Authors of the article have tried to systematize the approach to traffic situation forecasting in order to optimize CAS algorithm, investigating both co directional and frontal approach of vehicles.
Keywords: road traffic safety, active safety, active safety systems, collision avoidance systems, traffic situation forecasting, traffic accidents prevention.

Столкновение двух и более АТС — наиболее распространенный вид ДТП, часто ведущий к тяжелым последствиям. И ему всегда предшествует сближение — попутное, фронтальное (встречное), боковое. Поэтому многие специалисты делали и продолжают делать попытки математически спрогнозировать поведение АТС именно на этапе его сближения с другими транспортными средствами. Например, специалисты Рязанского ВАИ предложили [1] алгоритм действия системы предотвращения столкновений, основанный на модели из трех АТС, но их разработка учитывает лишь попутное сближение с впередиидущими АТС.

Еще сложнее обстоит дело с боковым сближением — реальных решений проблемы на настоящий момент нет. Остается лишь совет водителям внимательнее смотреть по сторонам при движении через перекресток даже на зеленый сигнал светофора.

Такое положение не случайно: число возможных дорожно-транспортных ситуаций практически бесконечно. Тем не менее его можно упростить, если эти ситуации классифицировать, т.е. разделить на типовые. Тогда их оказывается не так уже много.

Именно так и поступили авторы статьи, занявшись разработкой системы предупреждающего управления движением (СПУД), задача которой — повысить безопасность движения АТС путем предупреждения потери устойчивости и столкновения с внешними объектами при разгоне, криволинейном движении, торможении.

Эта система, по замыслу, должна осуществлять три функции — регулирования дистанции (ФРД), адап-

тивного регулирования тормозных усилий (ФАТ) и курсовой стабилизации (ФКС).

Рассмотрим принцип реализации одной из них — ФРД.

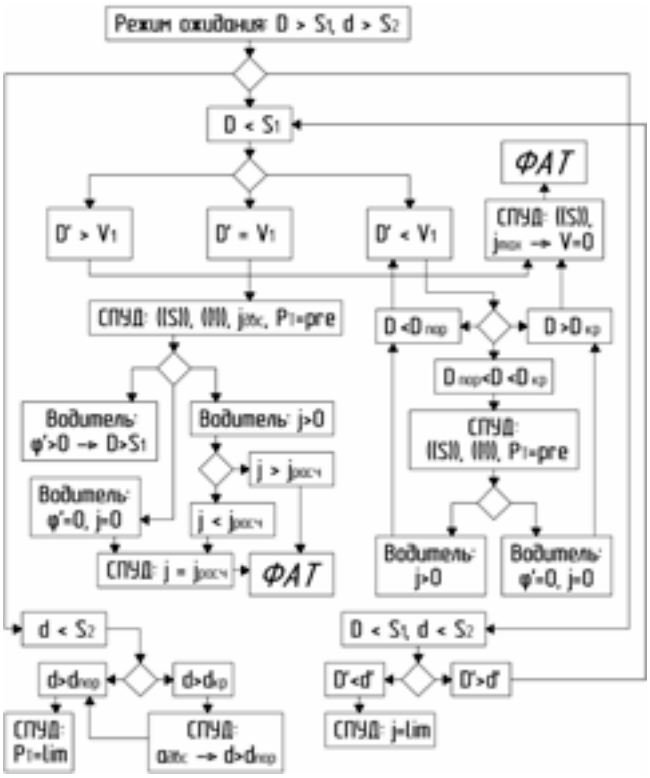
Пока дистанция D между АТС$_1$, на котором стоит СПУД, и "внешним объектом", под которым понимается любое подвижное или неподвижное препятствие, габаритные размеры которого соответствуют разрешающей способности радиолокатора (мачта освещения, пешеход, другое АТС), превышает радиус $S_р$ действия радиолокатора, ФРД находится, как видно из алгоритма работы СПУД (см. рисунок), в режиме ожидания. Но как только в поле действия фронтального (РЛ1) радиолокатора попадает внешний объект ($D \leqslant S_1$ на рисунке), СПУД вычисляет производную $\dot{D}$ от дистанции по времени, т. е. интенсивность сокращения дистанции, и сравнивает ее с собственной фактической скоростью v_1, определяемую ее как интеграл от ускорения центра масс АТС$_1$ по времени. Скорость v_2 внешнего объекта, например, АТС$_2$, вычисляется по формуле № 1 (см. таблицу). Очевидно, что при встречном сближении $v_2 < 0$.

Чтобы избежать столкновения, АТС нужно остановить не позже, чем расстояние между ним и внешним объектом станет равным нулю. И в общем случае время $T_{ост}$ остановки складывается из четырех периодов: времени $T_в$, затрачиваемого на принятие системой решения (выдержка), $T_д$ — торможения двигателем с замедлением $j_д$, $T_с$ — срабатывания тормозного привода и $T_у$ — устойчивого торможения с замедлением $j_т$. Значит, задача предупреждения столкновения фактически сводится к определению допустимого времени выдерж-

№ формулы	Формула	Примечание
1	$v_2 = v_1 - D'$	v_1 — скорость АТС$_1$, оборудованного СПУД; v_2 — скорость АТС$_2$; D — дистанция между ними
2	$S_{1В} = v_{10}T_В$	—
3	$j_{1С} = KT_С;\ K = \dfrac{J_Т}{T_С}$	$J_{1С}$ — замедление АТС$_1$ в течение периода $T_С$; K — коэффициент интенсивности нарастания тормозного давления;. $J_Т$ — замедление АТС$_1$ в течение периода $T_У$
4	$v_{12} = v_{11} - K\dfrac{T_С^2}{2} = v_{11} - \dfrac{J_Т T_С}{2}$	—
5	$S_{1С} = v_{11}T_С - K\dfrac{T_С^3}{3} = v_{11}T_С - \dfrac{J_Т T_С^2}{3}$	—
6	$T_У = \dfrac{v_{12}}{J_Т}$	—
7	$S_{1У} = v_{12}T_У - \dfrac{J_Т T_У^2}{2} = \dfrac{v_{12}^2}{J_Т} - \dfrac{v_{12}^2}{2J_Т} = \dfrac{v_{12}^2}{2J_Т}$	—
8	$S_2 = v_{20}(T_В + T_С + T_У) + \dfrac{A_{20}(T_В + T_С + T_У)}{2}$	A_{20} — начальное ускорение АТС$_2$
9	$S_Р - S_{1В} - S_{1С} - S_{1У} - S_2 > 0$	$S_Р$ — радиус действия РЛ1
10	$\dfrac{S_Р + J_Т\left(\dfrac{T_С^2}{3} + \dfrac{T_У^2}{2}\right)T_С(v_{11} + v_{20})T_У(v_{12} + v_{20})}{v_{10} + v_{20}} > T_{Вmax}$	—
11	$S_В = v_0 T_В$	—
12	$v_3 = v_2 - \dfrac{J_{Тпор}T_{Спор}}{2}$	—
13	$S_{Спор} = v_2 T_{Спор} - \dfrac{J_{Тпор}T_{Спор}^2}{3}$	—
14	$S_{Упор} = \dfrac{v_3^2}{2J_{Тпор}}$	—
15	$D_{пор} = S_{Спор} + S_{Упор}$	—
16	$S_Р - S_В - D_{пор} > 0$	—
17	$S_Р - D_{пор} > S_{Вmax}$	—
18	$T_В = \dfrac{S_{Вmax}}{v_0}$	—
19	$v_2 = v_1 - J_{Дср}T_Д$	$J_{Дср}$ — среднее замедление в течение периода $T_Д$
20	$S_Д = v_1 T_Д - \dfrac{J_{Дср}T_Д^2}{2}$	—
21	$v_3 = v_2 - \dfrac{J_{Ткр}T_{Скр}}{2}$	—

Окончание табл.

№ формулы	Формула	Примечание
22	$S_{\text{Скр}} = v_2 T_{\text{Скр}} - \frac{J_{\text{Ткр}} T_{\text{Скр}}^2}{3}$	—
23	$S_{\text{Укр}} = \frac{v_3^2}{2 J_{\text{Ткр}}}$	—
24	$D_{\text{кр}} = S_{\text{Скр}} + S_{\text{Укр}}$	—
25	$S_{\text{Р}} - S_{\text{В}} - S_{\text{Д}} - D_{\text{кр}} > 0$	—
26	$S_{\text{Р}} - S_{\text{Д}} - D_{\text{кр}} > S_{\text{Дmax}}$	—
27	$\frac{J_{\text{Дср}}}{2} T_{\text{Д}}^2 - v_1 T_{\text{Д}} + S_{\text{Д}} = 0$	—
28	$S_{2X} = v_{20} T_{\text{X}} + \frac{A_{20} T_X^2}{2}$	—
29	$v_{2X} = v_{20} + A_{20} T_X$	—
30	$S_{1\text{C}} = v_{10} T_{\text{C}} - \frac{J_{\text{T}} T_{\text{C}}^2}{3}$	—
31	$v_{1\text{C}} = v_{10} - \frac{J_{\text{T}} T_{\text{C}}}{2}$	—
32	$S_{1\text{У}} = v_{1\text{C}} T_{\text{У}} - \frac{J_{\text{T}} T_{\text{У}}^2}{2}$	—
33	$v_{1\text{У}} = v_{1\text{C}} - J_{\text{T}} T_{\text{У}}$	—
34	$\begin{cases} v_{1\text{У}} = v_{2X} \\ D_i = S_{1\text{C}} + S_{1\text{У}} - S_{2X} \end{cases}$	v_{2X} — скорость АТС$_2$ в момент уравнивания скоростей; D_i — дистанция в момент уравнивания скоростей
35	$T_{\text{У}} = \frac{v_{10} - \frac{J_{\text{T}} T_{\text{C}}}{2} - v_{20} - A_{20} T_{\text{C}}}{J_{\text{T}} + A_{20}}$	—
36	$T_X = T_{\text{C}} + T_{\text{У}}$	—
37	$T_{\text{Упор}} = \frac{v_{10} - \frac{J_{\text{Тпор}} T_{\text{C}}}{2} - v_{20} - A_{20} T_{\text{C}}}{J_{\text{Тпор}} + A_{20}}$	—
38	$T_{\text{Хпор}} = T_{\text{C}} + T_{\text{Упор}}$	—
39	$D_{\text{пор}} = \left(v_{10} T_{\text{C}} - \frac{J_{\text{T}} T_{\text{C}}^2}{3} \right) + \left(v_{1\text{C}} T_{\text{Упор}} - \frac{J_{\text{T}} T_{\text{Упор}}^2}{2} \right) - \left(v_{20} T_{\text{Хпор}} + \frac{A_{20} T_{X\text{пор}}^2}{2} \right)$	—
40	$T_{\text{Укр}} = \frac{v_{10} - \frac{J_{\text{Ткр}} T_{\text{C}}}{2} - v_{20} - A_{20} T_{\text{C}}}{J_{\text{Ткр}} + A_{20}}$	—
41	$T_{X\text{кр}} = T_{\text{C}} + T_{\text{Укр}}$	—
42	$D_{\text{кр}} = \left(v_{10} T_{\text{C}} - \frac{J_{\text{T}} T_{\text{C}}^2}{3} \right) + \left(v_{1\text{C}} T_{\text{Укр}} - \frac{J_{\text{T}} T_{\text{Укр}}^2}{2} \right) - \left(v_{20} T_{\text{Хкр}} + \frac{A_{20} T_{X\text{кр}}^2}{2} \right)$	—
43	$S_{1\text{Р}} = v_{10} T_{\text{Р}1}$	—
44	$S_{2\text{Р}} = v_{20} T_{\text{Р}1} - \frac{7 T_{\text{Р}1}^2}{2}$	—
45	$D_{\text{Р}} = S_{1\text{Р}} - S_{2\text{Р}}$	—
46	$d_{\text{пор}} = (v_2 + D') T_{\text{Р}2}$	—
47	$d_{\text{кр}} = D' T_{\text{Р}2}$ при $D > 0$, $A_{10} \le 0$	—



Алгоритм функции регулирования дистанции между АТС

ки в зависимости от порогового ($j_{Тпор}$) и критического ($j_{Ткр}$) значений замедления. При этом выделяют три степени торможения: заметное (1,5—2,5—3 м/с^3), интенсивное (2,5—3,5—6 м/с^2) и экстренное (более 6 м/с^2) [2]. Рекомендуемые для СПУД значения: $J_{Тпор}$ = 3 м/с^2, $J_{Ткр}$ = 5 м/с^2.

Период $T_с$ зависит от конструктивных особенностей тормозного привода (тип привода и тормозных механизмов, длина магистралей, наличие ускорительного устройства). При расчетах допускается, что нарастание замедления происходит равномерно.

Если $D' > v_1$, СПУД расценивает ситуацию как потенциальное лобовое столкновение и автоматически включает стоп-сигналы ("((*S*))" на рисунке). Поскольку не исключено, что в данный момент АТС$_1$ совершает обгон, и водителю необходимо оставить последнюю возможность завершить маневр, пороговое значение замедления и фаза торможения двигателем отсутствуют.

По достижении критической дистанции ФРД приступает к аварийной остановке АТС$_1$ ("$j_{max} \to v = 0$" на рисунке). В действие вступает ФАТ, которая обеспечивает управляемость при торможении с максимальным замедлением.

Порядок расчета $T_в$ следующий.

По формуле № 2 определяется путь $S_{1В}$, пройденный АТС$_1$ за период $T_в = t_0...t_1$. При этом его замедление $j_в$ считается равным нулю, а скорость v_{11} в момент t_1 равна начальной (v_{10}).

Его замедление $j_с$ в течение периода $T_с = t_1...t_2$ определяется по формуле № 3.

По формуле № 4 вычисляется скорость v_{12}. АТС$_1$ в момент t_2, по формуле № 5 — путь S_{1s}, пройденный за период $T_с$, а по формулам № 6 и 7 — соответственно время $T_у$ устойчивого торможения до полной остановки и путь $S_{1У}$, пройденный за период $T_у = t_2...t_3$.

Допущение: если внешний объект — АТС$_2$, то СПУД не может предугадать действия его водителя, поэтому ведет расчет, исходя из начального ускорения АТС$_2$. И по формуле № 8 определяет пройденный суммарный путь S_2.

СПУД успеет остановить АТС$_1$ к моменту столкновения, если выполняется условие, записанное в виде формулы № 9. Например, пусть A_{20} = 0. Тогда максимальное время выдержки, при котором СПУД успеет остановить АТС$_1$, дает формула № 10.

Предварительные расчеты показали, что при заданной суммарной скорости двух АТС запас времени на маневр тем больше, чем меньше соотношение v_{10}/v_{20}. Это означает, что возможность предотвращения или снижения тяжести фронтальных столкновений является безусловным достоинством применения СПУД. Так, если оба АТС оборудованы ею, лобовое столкновение можно предотвратить при суммарной скорости до 200 км/ч. Причем в случае любой суммарной скорости наиболее благоприятна ситуация, когда скорости обоих АТС равны.

Если $D' = v_1$, то это равнозначно сближению с неподвижным препятствием. Как только дистанция достигает порогового значения ($D_{пор}$), СПУД сигнализирует водителю об опасности ("((!))" на рисунке), включает стоп-сигналы и начинает самостоятельно притормаживать двигателем ("$j_{двс}$"), одновременно осуществляя "преднатяг тормозов" ("$P_т$ = pre"), т. е. предварительно повышает давление в тормозном приводе, что позволяет сократить время срабатывания тормозной системы.

Если водитель поворачивает рулевое колесо и объезжает препятствие ("$\varphi' > 0 \to D > S_1$"), СПУД возвращается в режим ожидания; если на предупреждающий сигнал не реагирует ("$\varphi' > 0, j = 0$"), то по достижении критического значения дистанции ($D_{кр}$) СПУД останавливает АТС$_1$ с расчетным замедлением $J_{Ткр}$ ("$j = j_{расч}$"), которое определяется в зависимости от скорости движения. Если же водитель нажимает на педаль тормоза ("$j > 0$"), но тормозного усилия недостаточно для предотвращения столкновения ("$j < j_{расч}$"), СПУД повышает давление до расчетного значения, соответствующего $J_{Ткр}$.

Как видим, "физическая" сторона работы СПУД вполне логична. Но для реализации этой логики нужен соответствующий расчет. И его порядок следующий.

По формуле № 11 определяется путь $S_в$, пройденный АТС$_1$ за период $T_в = t_0...t_1$. При этом замедление $j_в$ считается равным нулю, а скорость v_1 в момент t_1 — начальной (v_0).

Далее рассчитывается пороговое значение дистанции: по формулам № 12, 13 и 14 определяются соответственно v_3 в момент t_3; путь $S_{у\ пор}$, пройденный за период $T_{С\ пор} = t_2...t_3$, и путь $S_{у\ пор}$, пройденный за период $T_{У\ пор} = t_3...t_4$. Тогда пороговое значение дистанции ($D_{пор}$) находится по формуле № 15. Причем СПУД успеет предотвратить столкновение при пороговом значении замедления, если выполняется условие, со-

ответствующее формуле № 16. Для этого ей нужно, очевидно, определить максимальный путь, который может пройти АТС$_1$ за время $T_В$ (формула № 17), и период $T_В$ (формула № 18) выдержки.

Затем рассчитывается критическое значение дистанции.

Замедление $J_{Дср}$ зависит от включенной передачи в коробке передач и частоты вращения коленчатого вала ДВС в данный момент. Поэтому по формуле № 19 определяется скорость v_2 в момент t_2, по формуле № 20 — путь $S_Д$, пройденный за период $T_Д = t_1...t_2$, а по формулам № 21, 22 и 23 — соответственно скорость v_3 в момент t_3, путь $S_{С\ кр}$, пройденный за период $T_{С\ кр} = t_2...t_3$, и путь $S_{У\ кр}$, пройденный АТС за период $T_{У\ кр} = t_3...t_4$. Тогда критическое значение дистанции дает формула № 24. СПУД успеет предотвратить столкновение при критическом значении замедления, если выполняется условие, записанное в виде формулы № 25.

Максимальный путь $S_{У\ кр}$, который может пройти АТС$_1$ за время $T_В$ выдержки, вычисляется по формуле № 26, а время $T_Д$ торможения двигателем — решением квадратного уравнения (формула № 27).

Если $D' < v_{ТС,}$ то возможны три варианта.

Когда D ниже своего порогового значения $D_{пор}$, СПУД расценивает ситуацию как штатную и не предпринимает никаких действий. Но как только D превышает $D_{пор}$, она включает стоп-сигналы, сигнализирует "своему" водителю об опасности и предварительно повышает тормозное давление. И если водитель не реагирует на предупреждения, она останавливает АТС с максимальным замедлением $J_{Ткр}$.

Расчет дистанции сближения сводится к определению ее порогового $D_{пор}$ и критического $D_{кр}$ значений, которые рассчитываются в данный момент времени. Для этого необходимо составлять уравнения для определения: пути S_{2X} (формула № 28), который пройдет второе АТС за неизвестное время "X"; скорости v_{2X} (формула № 29), которой оно достигнет при постоянном ускорении; пути $S_{1С}$ (формула № 30), который оно пройдет за время срабатывания тормозного привода АТС со СПУД; скорости $v_{1С}$ (формула № 31), которой достигнет последнее за время срабатывания его тормозного привода; пути $S_{1У}$ (формула № 32), который пройдет АТС$_1$ за время устойчивого торможения; скорости $v_{1У}$ (формула № 33), которой АТС$_1$ достигнет за время устойчивого торможения. Кроме того, необходима система (формула № 34), которая позволяет получить формулу № 35 для расчета периода $T_У$ устойчивого торможения. Тогда время T_X даст формула № 36. Пороговое значение дистанции $D_{пор}$ рассчитывается по формулам № 37, 38 и 39, а критическое ($D_{кр}$) — по формулам № 40, 41 и 42.

Такой подход позволяет учесть запас дистанции и на уравнивание скоростей, и на более интенсивное торможение попутного АТС, и ее сокращение до разгоняющегося попутного АТС, и синхронный разгон обоих АТС.

Замечено, что в обычной ситуации большинство (75—80 %) участников дорожного движения тормозит равномерно, 15—25 % по мере приближения к остановке со скорости от 80 до 100 км/ч может увеличить замедление до 4 м/с^2, а 3—6 % — до 5—6 м/с^2. Кроме того, зафиксированы отдельные случаи замедления до 7 м/с^2. Визуальное получение информации о замедлении по сокращению дистанции между впередиидущим АТС и наблюдателем возможно не менее чем на 5—7 %, что требует времени, составляющего десятые доли секунды [2]. СПУД позволяет среагировать быстрее, однако тоже обладает некоторым временем реакции $T_{Р1}$. Соответственно, необходимо учесть запас на внезапное торможение попутного АТС. (Допущение: поскольку СПУД не может предугадать, какой тип тормозного привода у попутного АТС, время его срабатывания не учитывается.) По формулам № 43 и 44 вычисляются пути, пройденные соответственно АТС$_1$ и АТС$_2$. Запас на внезапное торможение находится по формуле № 45.

За время реакции СПУД определяет скорость и замедление попутного АТС, высчитывает $D_{пор}$ и $D_{кр}$, принимает решение о торможении с расчетным замедлением. Пороговые и критические значения дистанции обеспечиваются на малых (до 10 км/ч) скоростях соблюдения минимальной дистанции до внешних объектов, например, при парковке или при остановке в плотном городском потоке. На специальных транспортных средствах предусматривается отключение ФРД для проведения технологических работ (например, стыковки при перегрузке изделия).

Если дистанция d сзади, определяемая задним радиолокатором (РЛ2), становится меньше порогового значения $d_{пор}$, СПУД запрещает резкое торможение ("$P_Т$ = lim" на рисунке). Для расчета порогового значения $d_{пор}$ этой дистанции предназначена формула № 46.

Как только d становится меньше критического ($d_{кр}$) значения, СПУД повышает подачу топлива ("$a_{двс} \to d' > d_{пор}$" на рисунке). Если при этом в поле действия РЛ1 также попадает или уже находится внешний объект ("$D < S_1$, $d < S_2$ на рисунке), СПУД рассчитывает, с какой стороны дистанция сокращается быстрее — спереди или сзади. Если спереди ("$\dot{D} > \dot{d}$"), она предотвращает фронтальное столкновение; если сзади ("$\dot{D} < \dot{d}$") — ограничивает замедление АТС$_1$ ("j = lim"), но с учётом дистанции до объекта спереди.

Критическое значение дистанции сзади находят по формуле № 47.

Чтобы предотвратить выкат АТС на перекресток при остановке на красный свет (наезд сзади в любом случае предпочтительнее бокового столкновения), СПУД на малых (ниже 15—20 км/ч) скоростях движения снимает запрет на резкое торможение при $d < d_{пор}$ и не повышает подачу топлива при $d < d_{кр}$.

При минимально допустимой дистанции до внешнего объекта СПУД запрещает трогаться с места в соответствующем направлении. И в данном случае она ориентируется на датчик состояния коробки передач. Например, если спереди дистанция меньше минимально допустимого значения, СПУД разрешает снизить тормозное давление только при включении задней передачи.

Таким образом, есть все основания утверждать, что авторам удалось разработать расчетные зависимости и алгоритм их реализации, которые служат математи-

ческой основой создания СПУД, резко повышающих безопасность дорожного движения. Число таких зависимостей составляет около полусотни, и пользование ими особых сложностей не представляет. В том числе и потому, что применена четкая, логичная и поэтому понятная любому пользователю система обозначения однотипных (время, путь, скорость и т. д.) параметров движения АТС. Так, в формулах при обозначении скорости v первая цифра индекса обозначает номер АТС, вторая — момент времени; в формулах № 11—27 цифра, обозначающая номер АТС, опущена, так как речь идет об $АТС_1$.

Литература:

1. Елистратов В.В., Самарский Е.А., Подчинок Е.В. Алгоритм функционирования РЛС предупреждения столкновений автомобилей // Автомобильная промышленность. — № 3, 2007.
2. Фролов В.Н., Новаковский Л.Г. Стоп-сигналы // Журнал автомобильных инженеров. — № 1 (30), 2005.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.4.072.5

Определение потребности строительства гаражного автосервиса в населенном пункте

П.В. ШАРУПИЧ, д-р техн. наук В.П. ШАРУПИЧ, К.А. БОГАЧ

НИПИ "Градоагроэкопром"

Статья посвящена определению потребности строительства гаражных автосервисов в конкретном населенном пункте. Для этого авторами рассмотрены такие понятия, как: пропускная способность автосервисов, автомобилизация района, автоплотность жителей, загруженность (или недогруженность) автосервисов в населенном пункте, автосервисность. Приведен пример определения потребности строительства гаражных автосервисов в Заводском районе города Орла.

Ключевые слова: гаражный автосервис, пропускная способность автосервисов, автомобилизация района, автоплотность жителей, загруженность (или недогруженность) района автосервисами, автосервисность.

Sharupich P.V., Sharupich V.P., Bogach K.A.

DEFINITION OF REQUIREMENT OF BUILDING OF GARAGE CA CARE SERVICE IN SETTLEMENT

Article is devoted definition of requirement of building of garage car-care centres service in settlement. For this purpose authors consider such concepts, as: throughput of car-care centres, area automobilization, autodensity of inhabitants, congestion (or not congestion) car-care centres in settlement, car-care centrism.

The example of definition of requirement of building of garage car-care centres in a factory city district of the Orel is presented.

Keywords: garage car-care service, throughput of car-care centres, area automobilization, autodensity of inhabitants, congestion (or not congestion) car-care centres in settlement, car-care centrism.

Прежде чем строить гаражный автосервис, очевидно, необходимо определить потребность в этом строительстве. В противном случае он может оказаться невостребованным (неконкурентоспособным), следовательно, — экономически невыгодным. И здесь, как свидетельствует опыт, поможет методика, разработанная НИПИ "Градоагроэкопром": она позволяет довольно точно рассчитать потребность в таком автосервисе в конкретном населенном пункте, районе и т. д.

Эта методика сводится к выполнению пяти операций — определению фактической (реальной) пропускной способности уже существующих в конкретном населенном пункте автосервисов, т. е. отношения числа зарегистрированных автомобилей к числу существующих автосервисов; степени автомобилизации населенного пункта (отношения числа его жителей к числу эксплуатирующихся автомобилей); автоплотности жителей — отношения числа жителей к числу автосервисов; загруженности (или недогруженности) населенного пункта автосервисами (отношения плотности автосервисов к их эталонной плотности); эталонной автосервисности, или, другими словами, отношения числа жителей населенного пункта к эталонной плотности автосервисов в нем.

Рассмотрим данные операции.

Реальная пропускная способность $П_р$ автосервисов определяется по формуле $П_р = N/K$, в которой N — число автомобилей в населенном пункте, K — число автосервисов в нем, а эталонная — по формуле $П_э = N_э/K_э$ ($N_э = 1000$ и $K_э = 1$). В случае, если $П_р > П_э$, автосервисы перегружены, и, соответственно, строительство нового автосервиса — рентабельно. Если же $П_р \leqslant П_э$, число автосервисов в населенном пункте либо достаточно, либо они недогружены, поэтому строительство не может быть нерентабельным.

Однако владельцы АТС пользуются услугами автосервиса не только своего населенного пункта, но и своего района. И это нельзя не учитывать. И прежде всего — уровень автомобилизации района. Она, как и в случае населенного пункта, подразделяется на рабочую ($A_р$) и эталонную ($A_э$). Первая подсчитывается по формуле $A_р = M/N$, где M — число жителей в районе, вторая — по формуле $A_э = M_э/N_э$.

При этом принято, что автомобилизация района $A_р$ при $M = 1000$ и $N = 250$ достигает эталонной величины $A_э$, равной 4, так как, согласно данным Госкомстата, в Российской Федерации по состоянию на 01.12.2008 на 100 жителей приходится 250 автомобилей.

Когда же $A_р \geqslant A_э$, т. е. $A_р \geqslant 4$, населенный пункт считается автомобилизированным. Иначе говоря, район насыщен или перенасыщен автомобилями, и, как следствие, строительство гаражного автосервиса будет экономически выгодным; если $A_р < A_э$, населенный пункт не автомобилизирован, поэтому строительство автосервиса не будет экономически выгодным.

Автоплотность жителей тоже подразделяется на рабочую ($S_р$) и эталонную ($S_э$). Первую из них дает формула $S_р = N/K \cdot M/N = M/K$, вторую — формула $S_э = N_э/K_э \cdot M_э/N_э = M_э/K_э$. Или, учитывая сказанное выше, $S_э = \frac{4 \cdot 1000}{1} = 4000$. Отсюда понятно: если $S_р < 4000$, то строительство гаражного автосервиса нецелесообразно, а если значение $S_р > 4000$, то оно необходимо.

Загруженность σ автосервисов определяется формулой $\sigma = \frac{S_{рэ} - S}{S_э} \cdot 100$. Из нее следует: если $\sigma < 0$ %, то автосервисы недогружены (на один автосервис приходится менее 4000 жителей), а если $\sigma \geqslant 0$ %, то автосервисы загружены полностью или перегружены клиентами (на один автосервис — более 4000 жителей).

Последняя операция — определение реальной ($K_р$) и эталонной ($K_э$) автосервисности — формулы для ее определения следующие: $K_р = M/S_р$ и $K_э = M/S_э$. Сравнивая $K_р$ и $K_э$, легко придти к выводу, нужны или нет новые сервисы в населенном пункте (районе и т. д.).

В качестве примера приведем порядок и результаты расчета для Заводского района Орла.

Число M жителей в данном районе — 103 550 человек; число K имеющихся автосервисов — 23; число N автомобилей — 25 551. Тогда реальная пропускная способность $П_р = N/K = 25\ 551/23 = 1110$. Значение же $П_э$, напомним, 1000. Следовательно, $П_р > П_э$, и строительство автосервиса будет заведомо рентабельно.

Далее, автомобилизация района $A_р = M/N = 103\ 550/25\ 551 = 4$. То есть $A_р = A_э$. Значит, Заводской район можно считать полностью автомобилизированным.

Автоплотность $S_р = M/K = 103\ 550/23 = 4502$, получается, что на один автосервис приходится 4502 жителя. В итоге, загруженность района $\sigma = (4502 - 4000)/4000 \cdot 100 = 12{,}55$ %. То есть Заводской район перегружен клиентами на 12,5 %.

Автосервисность же района $K = 103\ 550/4000 = 26$. Это означает, что здесь нужно построить еще три автосервиса.

УДК 629.488.27

Новые устройства, повышающие достоверность диагностирования тормозных систем АТС

Канд. техн. наук А.Г. ОСИПОВ

Иркутский ГТУ

Отмечается влияние качества диагностирования тормозных систем на безопасность движения автомобилей. Анализируются существующие методы и средства диагностирования тормозных систем, делается заключение о целесообразности повышения достоверности результатов их диагностирования. Предлагаются новые более совершенные методы и средства диагностирования тормозных систем автомобилей в стендовых и дорожных условиях.

Ключевые слова: автомобиль, тормоза, аварийность, диагностирование, методы, средства, достоверность, безопасность.

Osipov A.G.

THE NEW EQUIPMENTS FOR HEIGHTEN TRUSTWORTHINESS DIAGNOSING BRAKING SYSTEMS IN AUTOMOBILES

In article mention the influence quality of diagnosing braking systems in automobiles on safety of road traffic. The article deals with the analyses of characteristics of methods and means, for diagnostics and checking brake quality in modern automobiles. Suggest a new method and equipments for diagnosing braking systems automobiles on road and stand techniques.

Keywords: automobile, braking systems, accident rate, diagnosing, methods, equipments, trustworthiness, safety.

Диагностирование тормозных систем автомобилей в настоящее время регламентирует ГОСТ Р 51709—2001 "Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки", который предусматривает проведение дорожных и стендовых испытаний этих систем. Согласно стандарту, при дорожных испытаниях автомобиля начальная скорость v_0 торможения должна быть равной 40 км/ч, а критериями эффективности его торможения являются тормозной путь $S_т$ и установившееся замедление $j_{уст}$. При этом устойчивость автомобиля при торможении оценивается по его линейному или угловому отклонению от заданной траектории движения в коридоре безопасности шириной 3 м. Если же автомобиль оснащен АБС, то на основе полученных данных могут рассчитываться коэффициенты ε_s и ε_j.

Однако практика свидетельствует, что значения перечисленных критериев существенно зависят не только от тормозной системы, но от внешних факторов. В частности, атмосферных условий, а также действий водителя. Это ограничивает, а в некоторых случаях исключает возможность точного диагностирования тормозных систем. Кроме того, в процессе дорожных испытаний устойчивость автомобилей при торможении оценивается весьма косвенно, а установить конкретную техническую причину, скажем, разворота автомобиля и потери его устойчивости фактически невозможно. Вот почему многие специалисты, прежде всего специалисты-исследователи, более склонны доверять результатам испытаний, которые проводятся на стационарных тормозных стендах инерционного, силового, а в последнее время — инерционно-силового принципов действия [1].

С помощью измерительных устройств этих стендов, согласно тому же ГОСТ Р 51709—2001, определяется удельная тормозная сила $\gamma_т$, а для оценки устойчивости автомобиля при торможении — относительная разность F тормозных сил при регламентированном (на легковых автомобилях — 490 Н, или 50 кгс, на грузовых — 686 Н, или 70 кгс) усилии на органе управления. Причем для повышения достоверности результатов диагностирования тормозных систем автомобилей, оснащенных АБС, ПБС и т. д., при проведении стендовых испытаний ряд исследователей рекомендует вычислять интегральный параметр $Э$, предложенный М.А. Петровым, а также

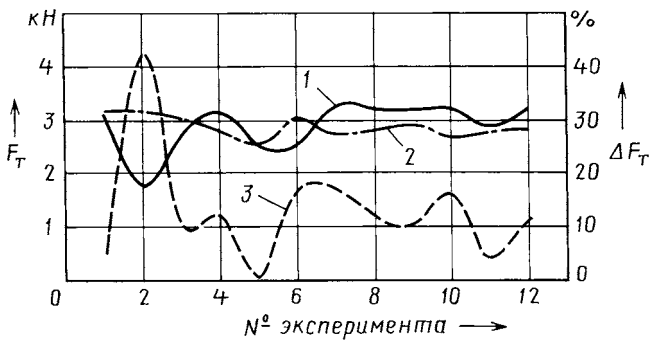


Рис. 1. Разброс результатов определения тормозных сил на роликовом стенде:

1 — тормозная сила на левом колесе ($F_{т_{лев}}$); *2* — тормозная сила на правом колесе ($F_{т_{пр}}$); *3* — относительная разность $\left(F = \frac{F_{т_{лев}} - F_{т_{пр}}}{F_{т_{max}}}\right)$ тормозных сил на колесах одной оси

среднее реализованное значение удельной тормозной силы $\gamma_{ср}$, а для косвенной оценки устойчивости автомобиля при торможении — среднее за время торможения проскальзывание колес $S_{ср}$ и его текущие значения.

Однако и эти параметры, к сожалению, не позволяют получить достоверные результаты диагностирования тормозных систем, поскольку существующие технические средства не обеспечивают непосредственное измерение тормозных сил на колесах автомобиля в условиях, наиболее приближенных к реальным дорожным, поэтому дают значительный разброс результатов определения диагностируемых параметров. Это хорошо видно на рис. 1, на котором приведены результаты многократного диагностирования тормозной системы автомобиля "Тойота Королла" на силовом роликовом тормозном стенде СТМ-3500: разброс относительной разности тормозных сил *F* на колесах одной оси варьируется от нуля до 43 %.

Еще бóльший разброс значений исследуемых параметров получается при диагностировании тормозных систем на инерционных платформенных тормозных стендах, поскольку полученные на них результаты непосредственно зависят от точности заезда автомобиля на платформы стенда, а следовательно, от индивидуальных качеств водителя.

Анализ сил, действующих на колеса автомобиля при его торможении на дороге (рис. 2, *а*), инерционном платформенном (рис. 2, *б*) и силовом роликовом (рис. 2, *в*) тормозных стендах, позволяет констатировать, что во всех трех рассматриваемых случаях эффективность торможения оценивается не по величине реальной тормозной силы, а по значениям косвенных диагностируемых параметров. В частности, по величинам тормозного пути и замедления в первом случае, сил инерции и трения между шиной и платформой — во втором и крутящего момента — в третьем. И наиболее близкой по величине к реальной тормозной силе, а следовательно, и наиболее достоверным диагностируемым параметром является эквивалентная продольная реакция $R_{XЭ}$, измеренная на инерционном платформенном тормозном стенде (см. рис. 2, *б*), а наименее достоверным — крутящий момент, измеренный на силовом роликовом тормозном стенде (см. рис. 2, *в*). (Последнее объясняется тем, что значения касательных реакций R_{X1} и R_{X2} на роликах стенда изменяются в зависимости от угла установки колеса относительно продольных осей роликов, т. е. в зависимости от перекоса колеса [2], крутильных его колебаний на жесткостях подвески [3], характера его взаимодействия с роликом [4], продольного перемещения при торможении с двух роликов на один, перераспределения нормальных реакций, а также геометрических параметров стенда и колеса [5].) При этом меняются и значения пропорционального этим реакциям крутящего момента, принятого при торможении в качестве оценочного параметра.

Из сказанного вытекает, что повысить достоверность результатов диагностирования тормозных систем автомобилей на роликовых тормозных стендах можно, причем только теоретически, за счет установки колеса на один беговой барабан и увеличения его диаметра до бесконечности, что равноценно переходу к горизонтальной опорной поверхности, наиболее соответствующей реальным дорожным условиям испытаний автомобилей.

Таким образом, можно сделать вывод: для повышения достоверности результатов диагностирования тормозных систем автомобилей необходимо непосредс-

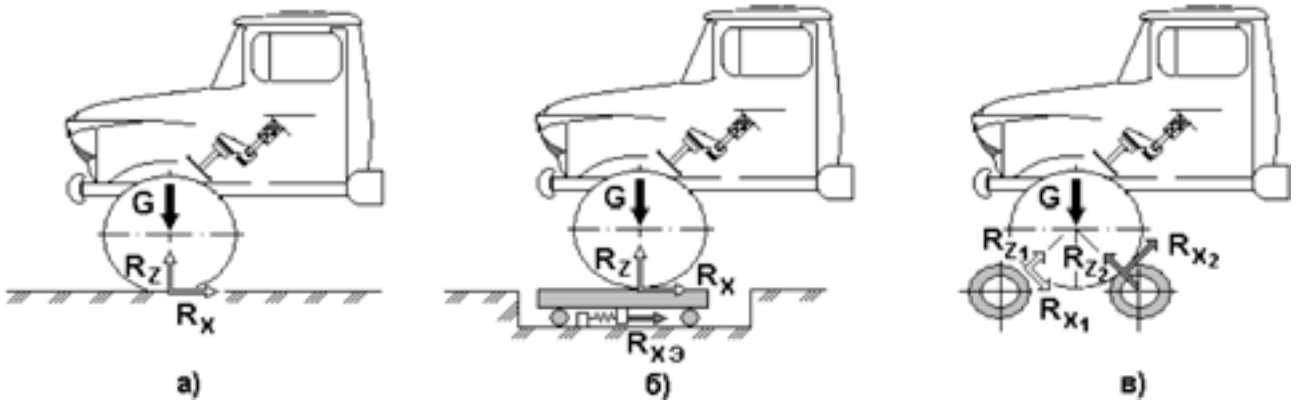


Рис. 2. Силы, действующие на колеса автомобиля при торможении в дорожных условиях (а), в условиях инерционного платформенного стенда (б) и условиях роликового стенда (в)

твенное измерение тормозных сил на колесах в условиях, наиболее приближенных к реальным дорожным.

На основании данного вывода в ИрГТУ было принято решение о разработке более совершенных технических средств диагностирования тормозных систем автомобилей в стендовых и дорожных условиях, а также использовании новых более информативных оценочных параметров. И такой стенд — платформенный, силового принципа действия — удалось создать.

Стенд (его принципиальная схема приведена на рис. 3) содержит две не связанные между собой подвижные платформенные опоры *5*, на которые устанавливаются колеса испытуемой оси автомобиля. Каждая из этих опор приводится своим силовым цилиндром *2* от одной общей пневматической системы *16*. Под действием такого цилиндра опора имеет возможность на роликах *15* перемещаться в продольном направлении навстречу автомобилю, а ее возврат в исходное положение осуществляется за счет действия пружин *3* сжатия. На видном из кабины водителя месте установлено устройство *1*, сигнализирующее о начале движения подвижных опор.

В комплектацию стенда входят также устройство *6*, предназначенное для определения усилия на тормозной педали и ее автоматического привода; переносные датчики угловых скоростей колес; два упора *8*, предотвращающие при диагностировании откат автомобиля назад.

На каждой подвижной опоре установлен датчик *14* веса, датчик *7* ее перемещения и датчик *4* продольной силы. Сигналы от этих датчиков поступают в компьютерную измерительную систему, состоящую из усилителя *13* сигналов, аналого-цифрового преобразователя *12*, компьютера *9*, принтера *10* и монитора *11*.

Тормозные системы автомобилей на новом стенде диагностируются по авторской методике, отличающейся от известных тем, что в ней при постановке диагноза эффективности торможения и устойчивости автомобиля при торможении наряду с параметрами, регламентируемыми ГОСТ Р 51709—2001, используются новые высокоинформативные оценочные параметры — коэффициент

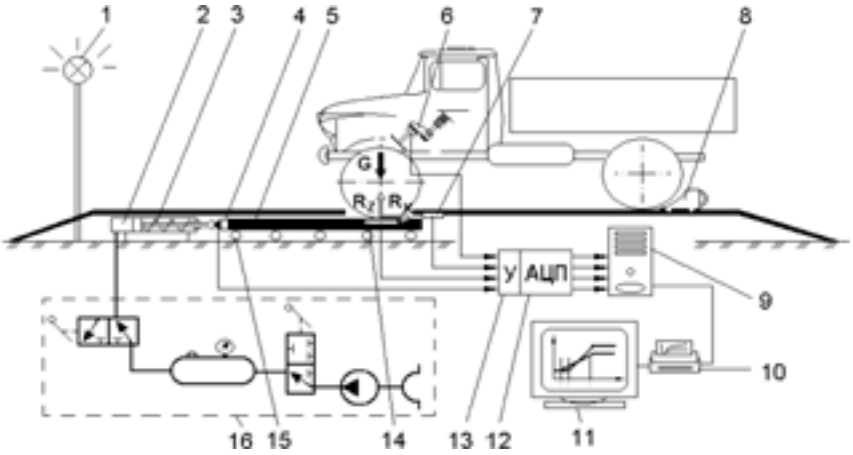


Рис. 3. Принципиальная схема динамического платформенного тормозного стенда силового принципа действия:

1 — сигнальное устройство; *2* — силовой цилиндр; *3* — пружина сжатия; *4* — датчик силы; *5* — опора платформы; *6* — привод педали; *7* — датчик перемещения опоры; *8* — упор колеса; *9* — компьютер; *10* — принтер; *11* — монитор; *12* — аналого-цифровой преобразователь; *13* — усилитель сигналов; *14* — датчик веса; *15* — ролики; *16* — пневматическая система привода опор

$K_{ннм}$ неравномерности нарастания тормозного момента, характеризующий различие в интенсивности роста тормозного момента на колесах одной оси, коэффициент $K_{нб}$ неравномерности блокирования колес одной оси по времени и разворачивающий момент $M_{раз.}$, характеризующий устойчивость автомобиля.

При этом численная величина коэффициента $K_{ннм}$ определяется по формуле $K_{ннм} = \frac{\dot{M}_{т_{лев}}}{\dot{M}_{т_{пр}}}$ ($\dot{M}_{т_{лев}}$ и $\dot{M}_{т_{пр}}$ — темпы нарастания тормозного момента на левом и правом колесах соответственно); величина $K_{нб}$ — по формуле $K_{нб} = \left|\frac{t_{бк_{лев}} - t_{бк_{пр}}}{t_{бк_{max}}}\right| \cdot 100\ \%$ ($t_{бк_{лев}}$ и $t_{бк_{пр}}$ — время блокирования левого и правого колес одной оси); величина $M_{разв}$ — по формуле $M_{разв} = (R_{x_{лев}} - R_{x_{пр}})B_а$ ($R_{x_{лев}}$ и $R_{x_{пр}}$ — значения продольных реакций левого и правого колес; $B_а$ — колея автомобиля).

Кроме стенда, в ИрГТУ разработано также и бортовое диагностическое устройство, функционирующее совместно с регулятором тормозов и предназначенное для дорожных испытаний тормозных систем АТС. В него входят (рис. 4) регулирующий цилиндр *8* (камера), в котором расположен поршень *9* (диафрагма), нагруженный (уравновешенный) с двух сторон одинаковыми пружинами. Левая (*А*) и правая (*Б*) полости цилиндра соединены трубопроводами *7* с соответствующими рабочими цилиндрами *6* (камерами) левого и правого тормозных механизмов *5* колес оси (осей). В свою очередь трубопроводы через клапаны *3* соединены с магистральным трубопроводом *2*, по которому во время торможения подается командное давление от главного тормозного цилиндра (крана) и педали *1*. Диагностирование тормозов левого и правого колес оси (осей) осуществляется бортовым диагностическим устройством *10*, связанным с поршнем *9* регулирующего давление цилиндра *8*.

Диагностирование и регулирование тормозов автомобиля в дорожных условиях выполняется следующим образом.

При нажатии на тормозную педаль *1* командное давление по магистральному трубопроводу *2* через открытые клапаны *3* и трубопроводы *7* передается рабочим тормозным цилиндрам *6* левого и правого тормозных механизмов *5* колес оси (осей), и автомобиль затормаживается до требуемой скорости или полной остановки. В случае неравномерности действия тормозных механизмов оси, имеющей место при разных рабочих давлениях в тормозных механизмах при их неисправ-

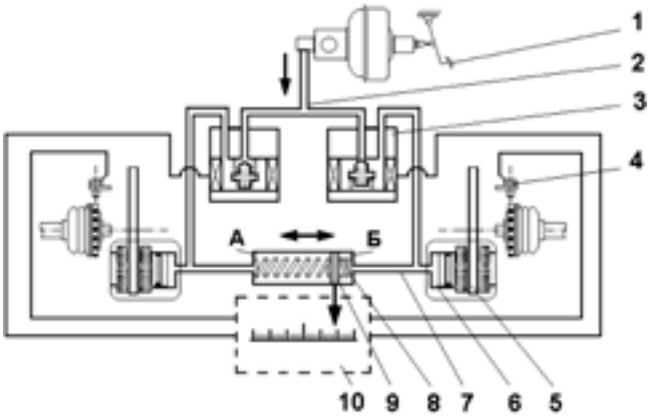


Рис. 4. Принципиальная схема бортового диагностического устройства для контроля и регулирования тормозных систем:
1 — педаль; *2* — магистральный трубопровод; *3* — клапан; *4* — датчик угловой скорости; *5* — тормозной механизм; *6* — рабочий цилиндр; *7* — трубопровод; *8* — регулирующий цилиндр; *9* — поршень цилиндра; *10* — бортовое диагностическое устройство

ности, нагруженный с обеих сторон пружинами поршень *9* перемещается по цилиндру *8* в полость с меньшим давлением (на рис. 4 — в полость *Б*), сжимая соответствующую пружину. При перемещении поршня объем полости *Б* с меньшим давлением сокращается, и давление, передаваемое рабочему цилиндру *6*, увеличивается, снижая неравномерность действия тормозных механизмов левого и правого колес.

Смещение поршня в правую *Б* или левую *А* полости цилиндра в виде сигнала передается на бортовое диагностическое устройство *10*, на шкале которого появляется численное значение разворачивающего момента, вызванного неравномерностью действия тормозных механизмов.

При диагностировании величины максимальной тормозной силы на левом или правом колесах оси (осей) оператор выполняет торможение, закрывая поочередно правый и левый клапан. При этом все командное давление подводится к одному из колес оси, и поршень *9* смещается на максимальную величину, а на шкале бортового диагностического устройства *10* фиксируется значение максимальной тормозной силы на данном колесе.

Для определения угловых скоростей колес при торможении автомобиля бортовое диагностическое устройство *10* имеет датчики *4* угловых скоростей, установленные на каждом колесе.

Как видим, рассмотренное диагностическое устройство действительно позволяет диагностировать и регулировать тормоза в реальных дорожных условиях без отрыва автомобиля от производственного процесса и дополнительных энергетических затрат на проведение специальных дорожных или стендовых испытаний и определять значения коэффициентов $K_{ннм}$ и $K_{нб}$, а также разворачивающего момента $M_{разв}$, характеризующего устойчивость автомобиля. То есть делать то, что не может делать ни одно из известных диагностических устройств.

Литература

1. Федотов А.И. Стенд для диагностирования АТС / А.И. Федотов, А.Г. Осипов // Автомобильная промышленность — М., 2007. — № 5. — С. 24—26.
2. Пат. 2333118 Российская Федерация, МПК B 60 T 17/22, G 01 L 5/28, G 01M 17/007. Устройство для контроля эффективности торможения автотранспортного средства / А.И. Федотов, А.Г. Осипов, А.В. Бойко и др.. Заявитель и патентообладатель Иркут. гос. техн. ун-т. — 2007120966/11(022825); заявл. 04.06.2007; опубл. 10.09.2008. —12 с., ил.
3. Федотов А.И. Исследование крутильных колебаний колес автомобиля в момент их торможения / А.И. Федотов, А.И. Власов, А.Г. Осипов и др. // Вестник ИрГТУ, 2005. Выпуск № 4 (24) — С. 167—171.
4. Осипов А.Г. Исследование изменения параметров колеса при торможении автомобиля на роликовых стендах / А.Г. Осипов, А.В. Бойко, Е.М. Портнягин и др. // Молодежь Забайкалья: дорога в будущее: Материалы IX международной молодежной научно-практической конференции (Россия, г. Чита, 20—21 апреля 2005 г.): Ч 2.—Чита: ЗабИЖТ, 2005. — С. 253—256.
5. Бойко А.В. Совершенствование метода диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами [Текст]: Автореф. дис. ... канд. техн. наук (05.22.10) / А.В. Бойко. — Иркутск: ИрГТУ, 2008. — 22 с.

УДК 629.114.6

Результаты международного мониторинга отказов и неисправностей легковых автомобилей

Канд. техн. наук К.И. РАЗГОВОРОВ

Владимирский ГУ

Приводятся исследования интенсивности отказов легковых автомобилей в нескольких странах мира. Определяются основные причины неисправностей, а также их характер, наработки, фактические периодичности обслуживания в процессе эксплуатации. На основании приведенных данных делаются соответствующие выводы.
Ключевые слова: мониторинг, отказы, неисправности.

Razgovorov K.I.
THE RESULTS OF INTERNATIONAL MONITORING OF FAILURES AND MALFUNCTIONS OF AUTOMOBILES

It gives data of investigation of failure density of automobiles in different countries. Major reasons of malfunctions and also their nature, operating time, actual frequency of during-operation service are defined. Appropriate conclusions are made on the basis of the given data.
Keywords: monitoring, failures, malfunctions.

Из теории давно известно, что на работоспособность автомобиля влияет много факторов — дорожные и климатические условия эксплуатации, квалификация водителей, качество ГСМ и др. Подтверждает это и повседневная практика. Однако данная информация носит, как правило, чисто качественный характер. Для решения же практических задач (например, определения, как поведет себя такая-то модель автомобиля в конкретных условиях эксплуатации) нужны количественные показатели. И их могут дать результаты обработки статистических данных об отказах элементов автомобиля.

Так, чтобы оценить влияние климата, дорожных условий и других факторов на надежность одного из распространенных марок АТС, легковых автомобилей "Опель", автор обработал статистику по отказам их двигателя, трансмиссии, рулевого управления, передней и задней подвесок в России, Турции, Польше, Венгрии и некоторых странах Ближнего Востока. И получил

довольно любопытные результаты. В частности, из рис. 1, на котором приведены кривые изменения интенсивности отказов двигателей автомобилей "Опель" в разных странах и различные периоды времени года (по месяцам), следует, что наиболее часто этот агрегат отказывает в странах Ближнего Востока (кривая *1*). Причем вне зависимости от времени года. Главная причина этого — нарушение регламента технического обслуживания. При эксплуатации же автомобилей в российских условиях этот показатель оказался (кривая *5*) самым низким. И тоже не без причин: "Опель" — автомобиль достаточно дорогой, потому-то его владелец очень внимательно следит за своевременностью технического обслуживания. Особенно межсезонного, в связи с чем, например, интенсивность отказов двигателя в октябре, т. е. после подготовки автомобиля к зимней эксплуатации, снижается. В Польше же, где подготовкой к зиме, видимо, не занимаются, наоборот, в период сентябрь—ноябрь, он растет (кривая *3*).

В Турции (кривая *1)*, где температуры по сезонам остаются достаточно "комфортными" для ДВС, интенсивность отказов практически неизменна.

Для выявления влияния климатических условий эксплуатации, а также качества ГСМ на показатели, от которых главным образом и зависит надежность ДВС, автор обработал соответствующую статистику надежности топливной системы (рис. 2). Как и следовало ожидать, там, где к зиме не готовятся, число отказов системы в осеннее и зимнее время года возрастает (Венгрия — кривая *3*, Польша — кривая *1* и т. д.). В России же, наоборот, уменьшается. Потому что это явление связано с повышенной нагрузкой на элементы топливной системы при пуске ДВС в условиях низких температур. Кроме того, при пуске и эксплуатации ДВС важную роль играет качество топлива. Скажем, при пуске ДВС могут возникать проблемы из-за низкой испаряемости, кристаллизации и застывании воды в топливопроводах и т. д.

Эксплуатация автоматических трансмиссий в российских дорожных условиях наложила определенный отпечаток на их надежность (рис. 3). Здесь этот агрегат работает на очень тяжелых режимах. В том числе из-за многочисленных автомобильных пробок. Результат — нарушение температурных режимов и сбои в работе программного обеспечения автоматических коробок передач.

К причинам отказов автоматических трансмиссий следует также отнести попадание охлаждающей жидкости в контур, что ведет к интенсивному изнашиванию ее элементов. Чтобы этого избежать, конструкцию приходится дорабатывать. Например, менять серийный штуцер отбора охлаждающей жидкости из радиатора системы охлаждения на штуцер большего внутреннего диаметра. Другими словами, увеличивать интенсивность охлаждения автоматических трансмиссий.

Данные о надежности рулевого управления автомобилей "Опель" в условиях России тоже оказались наихудшими (рис. 4): опыт дилерских СТО показал, что практически при каждом техническом обслуживании этих автомобилей приходится менять рулевые тяги и их наконечники. Нередки такие отказы рулевых механизмов, колонок. Причем интенсивность отказов элементов рулевого управления возрастает с апреля по август и с сентября по декабрь. И только в сентябре, после подготовки к зиме, наблюдается ее спад. В странах Ближнего Востока — картина обратная. Что и понят-

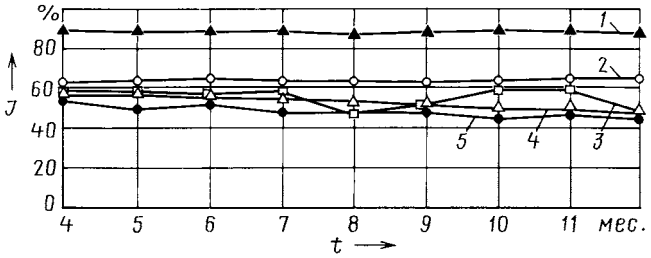


Рис. 1. Зависимость интенсивности отказов двигателя от времени года и места эксплуатации автомобиля:
1 — Польша; *2* — страны Ближнего Востока; *3* — Венгрия; *4* — Россия; *5* — Турция

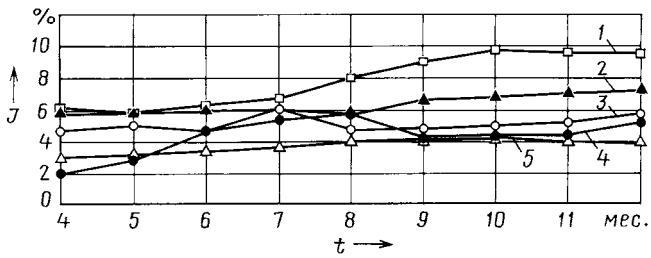


Рис. 2. Зависимость интенсивности отказов топливной аппаратуры от времени года и места эксплуатации автомобиля:
1 — Польша; *2* — страны Ближнего Востока; *3* — Венгрия; *4* — Россия; *5* — Турция

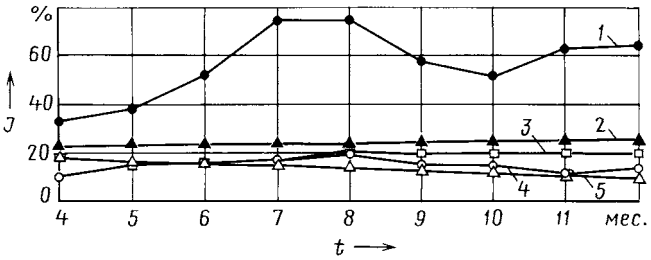


Рис. 3. Зависимость интенсивности отказов автоматической трансмиссии от времени года и места эксплуатации автомобиля:
1 — Россия; *2* — Венгрия; *3* — Польша; 4 — страны Ближнего Востока; *5* — Турция

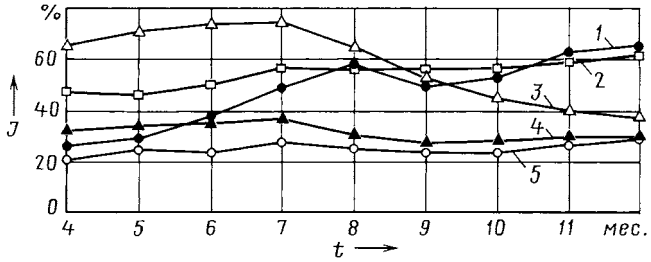


Рис. 4. Зависимость интенсивности отказов рулевого управления от времени года и места эксплуатации автомобиля:
1 — Россия; *2* — Польша; *3* — Турция; *4* — страны Ближнего Востока; *5* — Венгрия

но: условия эксплуатации, несмотря на, в общем-то, довольно низкий уровень технического обслуживания АТС, у них более благоприятные, чем в России.

Самой высокой остается у нас и интенсивность отказов элементов передней и задней подвесок автомобилей "Опель": в среднем в 3 раза выше, чем в Венгрии, и в ~2 раза, чем в странах Ближнего Востока. Основная причина — сложные дорожные условия.

Из сказанного выше напрашивается вывод: правы те, кто утверждает, что для российских условий эксплуатации нужны автомобили, к ним приспособленные. Кроме того, технология и периодичность обслуживания их рулевого управления, передней и задней подвесок, автоматических трансмиссий должны быть скорректированы с учетом этих условий. Причем сделанный вывод относится, разумеется, не только к автомобилям "Опель".

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.81.001.57

АЛГОРИТМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Д-р техн. наук В.Г. ШИБАКОВ, канд. техн. наук Д.Л. ПАНКРАТОВ, А.М. ВАЛИЕВ, М.А. ОСОСКОВ

ИНЭКА

Рассмотрены основные критерии применимости пластического деформирования для восстановления геометрической формы и размеров деталей. Даны рекомендации по выбору режимов термообработки для придания материалу деталей требуемых эксплуатационных свойств.

Ключевые слова: износ, восстановление, пластическое деформирование, способ восстановления, термообработка.

Shibakov V.G., Pankratov D.L., Valiev A.M., Ososkov M.A.

ALGORITM OF DISIGN OF MANUFACNURING PROCESSES

There are considered basic criteria of applicability the plastic deformation for restoration of the geometrical form and the sizes of details. Recommendations for choice modes of heat treatment for giving to a material of details of demanded operational properties are made.

Keywords: deterioration, restoration, plastic deformation, way of restoration, heat treatment.

Восстановление изношенных деталей — одно из старейших и тем не менее сохраняющих актуальность направлений ресурсосберегающих технологий: реновация, если ее сравнивать с производством новых запасных частей, позволяет экономить материальные и трудовые ресурсы, так как заготовкой является сама изношенная деталь, сохраняющая значительный объем прошлого труда. Поэтому и восстановительных технологий, причем самых различных, существует достаточно много. Однако специалист-практик, как правило, выбирает их, исходя из личного опыта. И, к сожалению, не всегда удачно. Это наталкивает на мысль о необходимости системного подхода к их выбору, поскольку именно он, как свидетельствует опыт, позволяет не только восстанавливать эксплуатационные свойства детали, но и сделать это наиболее эффективно экономически.

Алгоритм (рис. 1) реализации данного подхода разработан в Камской государственной инженерно-экономической академии. Причем в качестве базовой группы технологий восстановления деталей автомобильной техники были взяты наиболее эффективные из них — обработка пластическим деформированием: она, как доказал тот же опыт, имеет значительные преимущества перед другими способами. И прежде всего дает возможность управлять свойствами восстановительной детали.

Но технологий обработки металлов давлением (ОМД) тоже достаточно много. Поэтому при выборе способа реновации необходимо руководствоваться не только получаемыми эксплуатационными свойствами восстанавливаемой детали, но и экономической стороной вопроса. И разработанный алгоритм учитывает это.

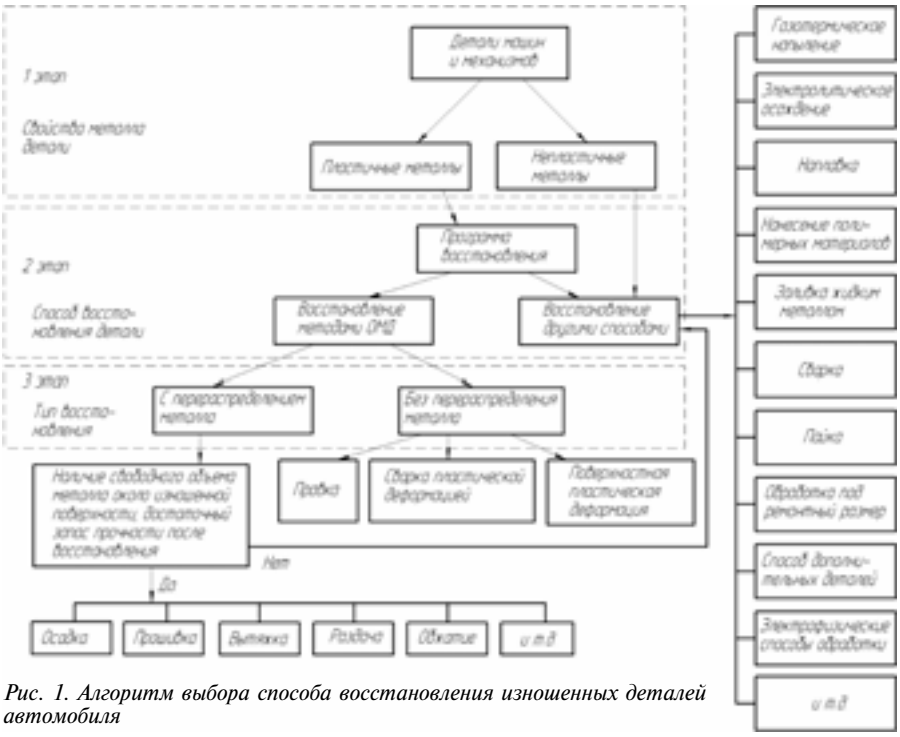


Рис. 1. Алгоритм выбора способа восстановления изношенных деталей автомобиля

Тип конструкционной стали		Марка стали	Вид термообработки и получаемые при этом предел прочности, МПа; предел текучести, МПа, ударная вязкость, МПа · м								
			отжиг	нормализация	изотермические отжиг и закалка (для пружинных сталей)	закалка в масло 830—850 °С; низкий отпуск 150—160 °С (200 °С для низкоуглеродистых сталей	цементация 930—950 °С; закалка в воду и отпуск при 200 °С	цементация 930—950 °С; закалка в масло и отпуск при 200 °С	термообработка: нагрев под закалку в печах или ТВЧ; закалка на воду (для углеродистых) и на масло (для легированных); высокий отпуск	термообработка: высокотемпературный нагрев под закалку (1000 °С) в масло; высокий отпуск (500 °С)	закалка (изотермическая) в масло (легированные); в воду (углеродистые) 830—870 °С); средний отпуск 420-480 °С
Углеродистая цементуемая сталь		Сталь 10	—	335—450; 250; —	—	—	335—450; 250; —	—	—	—	—
		15	—	430; 270; —	—	—	430; 270; —	—	—	—	—
		20	—	470; 300; —	—	470; 245; —	470; 300; —	—	—	—	—
Легированная цементуемая сталь		15Х	—	390; 195; 5,9	—	590; 345; 5,9	—	750; 650; 10	—	—	—
		20Х	—	430; 215; 4,9	—	530; 275; 4,4	—	850; 700; 12	—	—	—
		15ХР	—	175—280 НВ	—	—	—	750; 650; 12	—	—	—
		20ХН	—	175—280 НВ	—	990; 600; 9,0	—	850; 700; 12	—	—	—
Высокопрочная цементуемая сталь		20ХГР	—	197 НВ	—	980; 780; 7,8	—	1300; 1100; 8	—	—	—
		20ХНР	—	640; 360; —	—	1180; 980; 8,8	—	1300; 1100; 9	—	—	—
		18ХГТ	—	640; 360; —	—	980; 730; 11,3	—	1300; 1100; 8	—	—	—
		30ХГТ	—	835; 635; 5,9	—	1180; 930; 8,1	—	1600; 1400; 7	—	—	—
		18Х2Н4В	—	—	—	—	—	1300; 1100; 16	—	—	—
		12ХН3	—	—	—	—	—	1200; 1100; 16	—	—	—
		12Х2Н4	—	480; 310; —	—	980; 830; 14,7	—	1200; 1100; 16	—	—	—
Улучшаемые (среднеуглеродистые)	I группа	40	—	—	—	—	—	—	1270—1300; 1150—1170; 7—8	—	—
		45	—	—	—	—	—	—	1270—1300; 1150—1170; 7—8	—	—
	II группа	30ХМ	—	—	—	—	—	—	900—1100; 700—900; 4—7	—	—
		35Х	—	530—590; 275—345; 29—5,4	—	—	—	—	900—1100; 700—900; 4—7	—	—

Окончание табл.

Тип конструкционной стали		Марка стали	Вид термообработки и получаемые при этом предел прочности, МПа; предел текучести, МПа, ударная вязкость, МПа · м								
			отжиг	нормализация	изотермические отжиг и закалка (для пружинных сталей)	закалка в масло 830—850 °С; низкий отпуск 150—160 °С (200 °С для низкоуглеродистых сталей	цементация 930—950 °С; закалка в воду и отпуск при 200 °С	цементация 930—950 °С; закалка в масло и отпуск при 200 °С	термообработка: нагрев под закалку в печах или ТВЧ; закалка на воду (для углеродистых) и на масло (для легированных); высокий отпуск	термообработка: высокотемпературный нагрев под закалку (1000 °С) в масло; высокий отпуск (500 °С)	закалка (изотермическая) в масло (легированные); в воду (углеродистые) 830—870 °С); средний отпуск 420-480 °С
		40Х	—	530—590; 275—345; 29—5,4	—	—	—	—	900—1100; 700—900; 4—7	—	—
		50Х	—	530—590; 275—345; 2,9—5,4	—	—	—	—	900—1100; 700—900; 40—7	—	—
	III группа	30ХГТ	—	835; 635; 5,9	—	—	—	—	1650; 1450; 6,7	—	—
		40ХГ	—	530; 275; 2,9	—	—	—	—	1650; 1450; 6,7	—	—
		40ХГР	—	530; 275; 2,9	—	—	—	—		—	—
	IV группа	40ХНР	—	570; 315; 3,4	—	—	—	—	1000—1100; 800—900; 50—7	—	—
		40ХН	—	570; 315; 3,4	—	—	—	—	1000—1100; 800—900; 50—7	—	—
Высокопрочные стали		30Х5МСФА	—	—	—	—	—	—	—	1400; 760; —	—
		40ХГСМНФ	—	—	—	—	—	—	—	1800; 1600; 5	—
Пружинные стали		65	810; 415; —	820; 415; —	—	—	—	—	—	—	1000; 800; —
		85	—	—	—	—	—	—	—	—	1150; 1000; —
		50С2	760; 440; —	690; 370; —	1350; 1110; —	—	—	—	—	—	1200; 1100; —
		70С3А	—	—	1060; 2; —	—	—	—	—	—	1800; 1600; 6,7
		60С2ХФА	—	—	1960; 1810; 6,7	—	—	—	—	—	1900; 1700; —
Шарикоподшипниковые стали		ШХ9	—	—	590—730; 370—410; 4,4	1670; 1670; 5	—	—	—	—	—
		ШХ15	—	—	590—730; 370—410; 4,4	1670; 1670; 5	—	—	—	—	—
		ШХ15СГ	—	—	590—730; 370—410; 4,4	1670; 1670; 5	—	—	—	—	—

Как видно из рисунка, предлагаемый алгоритм включает три этапа работы: оценку свойств материала детали (пластичный, непластичный), выбор способа ее восстановления (ОМД, газотермическое ее напыление, наплавка и т. д.), выбор способа восстановления (с перераспределением и без перераспределения металла по поверхности или по объему детали). При этом учитывается, что предпочтение в общем случае следует отдавать восстановлению деталей методами обработки металлов давлением, основанными на использовании пластических свойств металлов. В том числе при восстановлении деталей, изготовленных любыми способами. Но учитывать, что выбранный способ МДО зависит от пластичности материала детали. Так, если материал пластичен, то для восстановления геометрических параметров детали нужно, как сказано выше, использовать ОМД. Причем такой из его способов, который обеспечивает наиболее эффективные условия деформирования, т.е. учитывает структурное состояние материала, обеспечивает наиболее рациональные схему действия сил, скорость деформирования и т. д. Если же пластичность материала низкая, то выбирается способ, позволяющий ее повысить. Например, способ, основанный на применении гидростатического давления и позволяющий добиться пластической деформации даже у явно хрупких материалов. Или способ, использующий тепловую обработку металла. (Скажем, нагрев и выдержку стали, особенно заэвтектоидной и содержащей карбидообразующие легирующие элементы, при температурах более высоких, чем температуры начала ковки: он повышает ее пластичность в 2—3 раза.) Рекомендуемые для сталей, из которых изготовляют детали автомобилей, режимы термической обработки приведены в таблице.

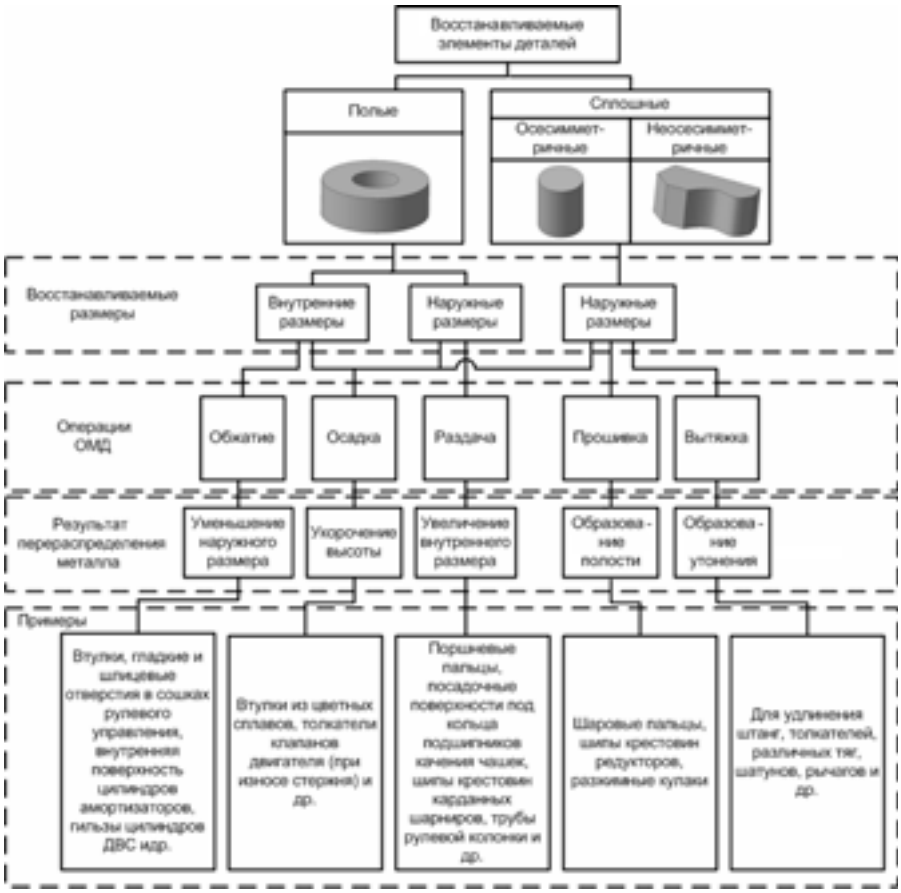


Рис. 2. Алгоритм выбора способа восстановления изношенных деталей автомобиля пластическим деформированием и примеры его применения

Порядок выбора способа ОМД конкретных деталей в качестве примера приведен на рис. 2. В комментариях он, по мнению авторов, не нуждается.

Когда деталь изготовлена из непластичного материала, имеет сложную форму, которая при существующих схемах пластического деформирования не может быть сохранена, то ее следует восстанавливать другими способами. И это, как видно из рис. 2, разработанный алгоритм учитывает.

Однако какой бы не был выбран способ восстановления изношенной детали, нужно оценивать и его экономическую эффективность. И хотя ОМД имеет, по сравнению с другими способами, ряд преимуществ (высокопроизводителен, дает хорошее качество восстановленной детали и т. д.), он, к сожалению, не универсален. И достаточно дорог. Поэтому при небольшой программе восстановления целесообразно использовать менее производительные, но более универсальные и, следовательно, более дешевые способы. Что, собственно, и иллюстрирует рис. 1.

УДК 620.166

К РАСЧЕТУ ВАЛОВ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ СЖАТИИ С КРУЧЕНИЕМ

Д-р техн. наук А.П. МАРТЬЯНОВ, канд. тех. наук С.А. МАРТЬЯНОВ

Казанский ГАУ

Предлагаются технические основы расчета валов на потерю устойчивости при сжатии с кручением. Дается обоснование применимости статического метода к решению поставленных задач. Получены конкретные формулы для расчета валов с различными граничными условиями.

Ключевые слова: бифуркация или раздвоение, устойчивость, момент инерции, потеря несущей способности.

Martyanov A.P., Martyanov S.A.

TO CALCULATION OF SHAFTS ON STABILITY WHILE THEY COMPRESSED WITH CONSIDERATION

Theoretical basics of calculation of shafts on loosing of stability while they compressed with mistiring are suggested. Jrounding of adaptability of static solution method for posted tasks is given Specific formulas for calculation of shafts with different limited conditions are gotten.

Keywords: stability, loosing of loading capacity, moment of inertia, bifurcation.

Расчет прямолинейного вала (стержня), находящегося под действием приложенных к его концевым сечениям осевых сжимающих сил и скручивающих моментов, на устойчивость (потерю несущей способности) был и до сих пор остается, по нашим данным, неразрешенной проблемой. Хотя она была поставлена Грeенхиллом еще в 1883 г. Более того, исследуя устойчивость стержня с шарнирно-опертыми концевыми сечениями и равными главными жесткостями при изгибе (круглое и квадратное поперечные сечения), он нашел [1], что критическая длина стержня, при которой его прямолинейная форма теряет устойчивость, определяется формулой № 1 (см. таблицу).

Результаты исследований Грeенхилла на другие случаи закрепления концевых сечений стержня с неравными жесткостями при изгибе распространил Граммель [2]. Но еще более детально эту проблему исследовал Е.Л. Николаи [3]: он рассмотрел два случая закрепления концевых сечений — с заделкой обоих концов вала и одного его конца. Причем считал, что главные жесткости валов при изгибе равны между собой. И при рассмотрении второго случая столкнулся с неожиданностью: выполнив граничные условия на концах вала по типу плоской задачи, получил определитель, который ни при каких значения T (кроме как $T = 0$) не обращается в нуль. Отсюда следовал вывод: статический метод решения к данному классу задач неприменим, и их стали относить к "неконсервативным" задачам, требующим иных методов расчета. Но каких — оставалось неясным, и это дало основание говорить [4] о "Парадоксе Е.Л. Николаи".

Зададимся вопросом: а есть ли такой парадокс?

Чтобы ответить на него, дифференциальные уравнения изгиба консольного вала (рис. 1) запишем на основании приближенного дифференциального уравнения теории плоского изгиба, т. е. в виде формул № 2. (Кстати, эти же уравнения Е.Л. Николаи получил из уравнений Кирхгофа—Клебша, а в дальнейшем данную проблему рассматривали авторы работ [3, 4] и др.)

Решение уравнений № 2 дают формулы № 3. Используя их, удовлетворим граничные условия в виде $u = \upsilon = 0$ при $z = 0$. В итоге получаем формулы № 4.

Далее выполним граничные условия в классической постановке по типу плоских задач, как это сделали авторы работ [1—3] и др., т. е. условия $u' = \upsilon' = 0$ при $z = l$. В результате из уравнений № 4 получаем определитель в виде формулы № 5. Из нее следует формула № 6.

Этот определитель, как сказано выше, ни при каких значениях T не обращается в нуль, кроме как при $T = 0$. Что и послужило основой для некоторых суждений различных авторов. Однако с логической

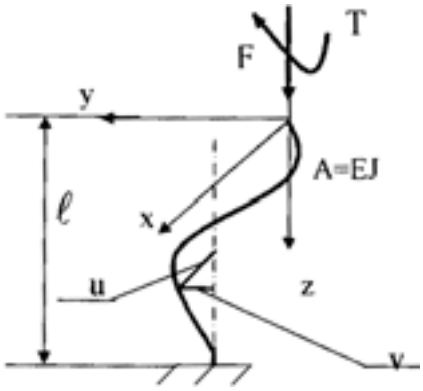


Рис. 1. Консольный вал при продольном изгибе с кручением

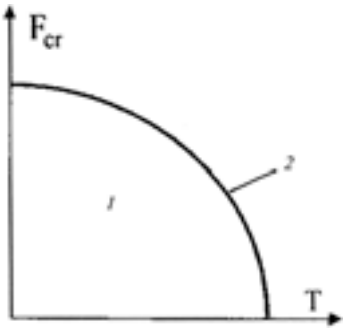


Рис. 2. Зависимость критической силы от крутящего момента:

1 — область безотказной работы валов; *2* — граница области бифуркации

точки зрения напрашивается вывод: если упругая линия описывается перемещениями в плоскостях uz и υz, то должны существовать две соответствующие им формы со своими значениями критических длин (или сил) в данных плоскостях, а полному перемещению, которое описывает пространственную деформированную линию, должна соответствовать своя критическая длина (или сила). При этом следует подчеркнуть, что в основу теории устойчивости при плоских формах равновесия закладываются различные формы последнего, которым соответствуют свои критические длины (или силы). В пространственных же задачах по формам равновесия в плоскостях можно найти форму равновесия в пространстве, но из-за нелинейности задачи из двух критических длин (или сил) в плоскостях нельзя получить полную критическую длину (или силу), соответствующую полному перемещению ρ.

Кроме того, при записи граничных условий $u = \upsilon = 0$ при $z = 0$ для дифференциальных уравнений № 2 не зафиксировано положение полного угла поворота к системе координат в плоскостях. Что дает основание заключить: система координат является "вращающейся" относительно оси z, в которой положение полного угла поворота остается неориентированным в какой-либо плоскости. (В строительной механике подобная система называется "мгновенно изменяемой" [5].)

Покажем один из вариантов записи граничных условий при фиксированном положении координатных осей и найдем формы равновесии в плоскостях, а также соответствующие им значения критических параметров.

Совместим полный угол поворота свободного конца с направлением одной из осей координат. Это условие превратит вращающуюся систему координат вокруг оси z в неподвижную. Тогда граничные условия будут следующими: $u = \upsilon = 0$, $u' = 0$ (или $\upsilon' = 0$) при $z = 0$. 0ни приведут к равенству нулю еще одну произвольную постоянную (C_2 или C_1), а уравнения упругой линии в плоскостях запишутся в виде формул № 7

Выполним теперь граничные условия $u' = \upsilon' = 0$ при $z = l$. Им соответствуют формулы № 8, которые определяют значения критических сил (или длин) в плоскостях.

Теперь можно дать исчерпывающий вариант решения. В частности, найти полную величину прогиба ρ (формула № 9), а при выполнении граничного условия в виде $\rho' = 0$ при $z = l$ — формулу № 10, из которой вытекают частные случаи потери устойчивости при сжатии или кручении консольного стержня. (Эту зависимость не удавалось получить до настоящего времени, что и стало предметом различных толкований подхода к решениям.)

Так, для шарнирно-опертого стержня при граничном условии $\rho = 0$ при $z = l$ из

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T^2 + 4AF = 4\pi^2A^2/l^2$	T — скручивающий момент; $A = EJ$ — жесткость стержня при изгибе; F — сжимающая сила; $J = \pi r^2/4$ — осевой момент инерции вала; r — радиус вала; E — модуль упругости материала вала
2	$EJu'' = -Fu - Tv''$ $EJv'' = -Fv + Tu''$	u и v — линейные перемещения сечений вала соответственно по осям x и y; Tv' и Tu'' — составляющие вектора скручивающего момента T в плоскостях к изогнутой оси вала, одна из которых направлена по касательной к этой оси и вызывает чистое кручение вала, а вторая — перпендикулярна первой и вызывает изгиб вала; Fv и Fu — аналогические составляющие вектора F; Jv'' и Ju'' — составляющие вектора J
3	$u = C_1\cos\alpha z + C_2\sin\alpha z + C_3\cos\beta z + C_4\sin\beta z;$ $v = -C_1\sin\alpha z + C_2\cos\alpha z - C_3\sin\beta z + C_4\cos\beta z$	C_1—C_4 — постоянные интегрирования; $\alpha(\beta) = \frac{T}{2A} \pm \sqrt{\frac{T^2+4AF}{4A^2}} = \varepsilon \pm \lambda$
4	$u = -C_1(\cos\alpha z - \cos\beta z) + C_2(\sin\alpha z - \sin\beta z)$ $v = -C_1(\sin\alpha z - \sin\beta z) + C_2(\cos\alpha z - \cos\beta z)$	—
5	$\Delta = \begin{vmatrix} -\alpha\cos\alpha l - \beta\cos\beta l & \alpha\sin\alpha l - \beta\sin\beta l \\ -\alpha\sin\alpha l + \beta\sin\beta l & \alpha\cos\alpha l + \beta\cos\beta l \end{vmatrix} = 0$	—
6	$\Delta = \alpha^2 + \beta^2 - 2\alpha\beta\cos(\alpha - \beta)l = \frac{2T^2 + 4AF\left[1 + \cos l\sqrt{(T^2+4AF)/4A^2}\right]}{2A^2}$	—
7	$u = C_1(\cos\alpha z - \cos\beta z) = -2C_1\sin\varepsilon z\sin\lambda z;$ $v = -C_1(\sin\alpha z - \sin\beta z) = 2C_1\sin\lambda z\cos\varepsilon z$	—
8	$-\lambda/\varepsilon = \mathrm{ctg}\varepsilon\iota\mathrm{tg}\lambda l;$ $\lambda/\varepsilon = \mathrm{tg}\varepsilon\iota\mathrm{tg}\lambda l$	—
9	$\rho = \sqrt{u^2 + v^2} = 2C_1\sin\lambda z$	—
10	$(T^2 + 4AF)l^2 = \pi^2A^2$	—
11	$(T^2 + 4AF)l^2 = 4\pi^2A^2$	—
12	$(T^2 + 4AF)/(\mu\lambda)^2 = 4\pi^2A^2$	—
13	$\rho^2 = u^2 + v^2 = C_1^2 + C_2^2 + C_3^2 + C_4^2 + 2(C_1C_3 + C_2C_4)\cos2\lambda z +$ $+ 2(C_1C_4 - C_2C_3)\sin2\lambda z$	—
14	$(C_1 + C_3)^2 = 0;$ $(C_2 + C_4)^2 = 0$	—
15	$C_1 = -C_3;$ $C_2 = -C_4;$ $C_1C_4 - C_2C_3 = 0$	—
16	$\rho = 2\sqrt{C_1^2 + C_2^2}\sin\lambda z$	—

формулы № 9 выводится формула Греенхилла (формула № 11). Другие же условия закрепления концевых сечений учитываются коэффициентом μ приведения длины, известным из плоских форм равновесия (формула № 12).

На вопрос, почему для шарнирно-опертого вала получен правильный результат, а для консольно-опертого он отсутствует, следует ответить так: из уравнений № 7 очевидно, что в плоскостях форма упругой линии описывается синусоидами с параметром λl.

Графическая зависимость изменения критической силы от крутящего момента представлена на рис. 2.

Заметим, кроме того: если подсчитать величину полного прогиба по формуле № 13 и выполнить только одно ($\rho = 0$ при $z = 0$) граничное условие, то соотношения между произвольными постоянными C_i будут соответствовать формулам № 14, из которых следуют формулы № 15. Тогда для определения ρ можно использовать формулу № 16.

Далее, выполняя второе граничное условие ($\rho = 0$ при $z = l$), по формуле № 12 снова получим формулу Греенхилла, где $\mu = 1$. И для консольного стержня достаточно выполнить условие $\rho' = 0$ при $z = l$, чтобы получить $\mu = 2$.

Таким образом, консольный, как и любой другой вал (стержень), при сжатии с кручением теряет устойчивость по смежным формам равновесия. Причем каждой форме равновесия соответствует значение критического параметра (длины или силы) как в плоскости, так и в пространстве. Главный же вывод состоит в том, что статический и другие (энергетический и т. п.) методы расчета к рассмотренным системам вполне применим.

Литература

1. Greenhill A.G. On the Strengt of shafting when exposed both to torsion and to end frust, Proseed of the Jnstit. Of mehan. Engineers, 1883.
2. Grammel R. Das qritische Drillugsmoment von Wellen. Zeitschrift fur angewan dte Matematik und Mehanik. Berlin. 1923. Bd. 3. H. 4.
3. Николаи Е.Л. Об устойчивости прямолинейной формы равновесия сжатого и скрученного стержня. Труды по механике. М: Гостехиздат, 1955.
4. Болотин В.В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости. М: Госиздат ФМЛ. 1961, 340 с.
5. Рабинович И.М. Основы строительной механики стержневых систем. М: Стройиздат, 1960. 520 с.

УДК 681.5.017

Идентификация и моделирование пространственных координат продольного профиля испытательного полигона

Кандидаты техн. наук В.И. ПЕТЬКО и В.Е. КУКОНИН, С.В. ХИТРИКОВ, А.М. САМУТА

ГНУ "Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси"

Электронный испытательный полигон создают с использованием вейвлет-преобразований.
Ключевые слова: моделирование, полигон, нестационарный процесс, профиль дороги, БПФ, вейвлет-преобразование.

Petko V.I., Kukonin V.E., Hitrikov S.V., Samuta A.M.
IDENTIFICATION AND MODEILLING OF SPECTRAL COORDINATES OF LONGITUDINALPROFILE OF PROVING GROUND

Electronic proving ground create with use wavele-ransformations
Key words: modeling, range, non-stationary, a road profile, FFT, wavele-transformation.

При исследовании продольный профиль дороги сейчас разлагают на три составляющие — макро-, микропрофиль и шероховатость. Под первым понимаются длинные, волной более 100 м, неровности; под вторым — с длиной волны 10 см — 100 м, а под шероховатостью — длиной менее 10 см, При анализе этих профилей, как правило, используются быстрое преобразование Фурье и ему обратное. Однако такой подход, по мнению авторов, чрезмерно упрощен. Во-первых, декомпозиция профиля дороги всего на три составляющие не всегда достаточна, особенно при моделировании электронных полигонов; во-вторых, быстрое преобразование Фурье предполагает, что гармоники, на которые разлагается исследуемая реализация профиля, равномерно распределяются по всей длине реализации, хотя в подавляющем большинстве случаев они распределены, как показывает практика, очень неравномерно.

Чтобы исправить положение, на наш взгляд, к традиционному методу исследования продольного профиля целесообразно добавить вейвлет-преобразование: оно позволяет получить значительное число октавных составляющих профиля дороги, т. е. составляющих, в которых набор длин волн по ширине занимает октаву (волны на границах октавы отличаются по длине в 2 раза). При этом имея в виду, что волны в октавах в общем случае существуют не на всей длине реализации, а только на тех участках дороги, где они фактически находятся. Кроме того, октавные составляющие профиля могут быть получены при различных вейвлетах, что позволяет получать более подробную информацию о его составляющих.

И это — не надуманное предложение. Чтобы убедиться, перейдем из пространственной области в частотную. Тогда под спектром макропрофиля будут пониматься пространственные частоты $f_п$ (величины обратные длине пространственной волны $\lambda_п$) в диапазоне $0 \leqslant f_п < 0{,}01$ м$^{-1}$, под спектром микропрофиля в диапазоне — $0{,}01 \leqslant f_п \leqslant 10$ м$^{-1}$, под спектром шероховатости — в диапазоне $10 \leqslant f_n \leqslant \infty$ м$^{-1}$.

Правда, в данном случае приходится идти на некоторые "ухищрения": если для обычной циклической частоты $f_ц$, присутствующей во временном процессе, используется единица измерения Гц, то для пространственной частоты $f_п$ она не подходит. Потому что сигналы о продольном профиле дороги в исходном виде представлены в пространственной области, т. е. сигнал есть функция перемещения. Таким образом, при отображении сигнала на графике одна из координат (назовем ее независимой) — ось перемещения, а вторая (назовем ее зависимой) — ось мгновенных значений.

Такой подход не совсем традиционный, но он позволяет получить амплитудно-пространственное представление сигнала.

Однако и он, как показал опыт, не может считаться наилучшим: во многих случаях наиболее значимая информация скрыта именно в частотной области сигнала. В связи с чем авторы пошли именно по этому пути и решали задачу следующим образом.

Используя быстрое преобразование Фурье сигнала, заданного в пространственной области, они получали его спектральное представление. Но вместо значений перемещений на оси абсцисс графика сигнала откладывали значения частоты, а на оси ординат — амплитуды гармоники той ли иной частоты в сигнале.

Чтобы понять, что это дает, рассмотрим подробнее быстрое преобразование Фурье.

Прежде всего, оно — преобразование обратимое: из его коэффициентов посредством обратного преобразования можно получить исходный сигнал. Причем в каждый момент времени доступно только одно из представлений — либо частотное, либо пространственное. Главное, что быстрое преобразование Фурье дает частотную информацию, содержащуюся в сигнале. То есть говорит нам о том, каково содержание каждой частоты в сигнале. Однако в каком месте дороги возникла та или иная частота, когда она закончилась, — на эти вопросы ответ преобразование не дает. Хотя эта информация нужна во всех случаях, кроме одного — когда сигнал стационарный, т.е. его частотное наполнение не меняется по длине дороги.

(Например, сигнал типа $x(l) = \cos(2\pi 10l) + \cos(2\pi 25l) + \cos(2\pi 50l) + \cos(2\pi 100l)$, где l — перемещение вдоль дороги, а содержащиеся в нем пространственные частоты 10, 25, 50 и 100 м$^{-1}$ постоянны.)

Но это больше теоретический подход. На практике же сигнал не стационарен, его пространственная частота изменяется вдоль дороги. И здесь обнаруживается очень интересная закономерность. Например, если имеются два сигнала с линейной частотной модуляцией, и у одного из них частота вдоль дороги нарастает, а у второго — уменьшается, то их амплитудные спектры, оказывается, практически не отличаются, хотя и соответствуют различным сигналам в пространственной области. Спрашивается, почему?

Ответ однозначен: быстрые преобразования Фурье позволяют увидеть только частотное наполнение сигналов, но не дают возможности определить, в каком месте дороги существует та или иная частота.

Вывод очевиден: быстродействующие преобразования Фурье для анализа нестационарных сигналов непригодны, и надо искать иные методы анализа.

И здесь, по нашему мнению, требуется пространственная локализация спектральных компонент, т. е. необходимо обратиться к частотно-пространственному представлению профиля дороги. И вейвлет-преобразования относятся именно к этому типу преобразований, т. е. обеспечивают частотно-пространственное представление сигналов.

Алгоритм этих преобразований заключается в следующем.

Входной сигнал пропускается через два параллельно соединенных фильтра — низко- и высокочастотные, имеющие одинаковую ширину пропускания, а вместе — равную ширину спектра сигнала. Оставляя выход высокочастотного фильтра неизменным, а выход низкочастотного подавая на другую пару низкочастотного и высокочастотного фильтров, соединенных параллельно и имеющих полосы пропускания в 2 раза меньшие, чем в предыдущем случае, и т. д., обеспечивают нужное число уровней (масштабов) анализа.

Так, если исходный сигнал содержал пространственные частоты до 1000 м$^{-1}$, то после первого этапа получим два сигнала — 0—500 и 500—1000 м$^{-1}$; после второго три — 0—250, 250—500 и 500—1000 м$^{-1}$ и т. д. (Эта операция называется декомпозицией.)

В итоге получаем множество субсигналов, которые в сумме представляют исходный сигнал. Но каждый из множества соответствует какой-то субполосе частот. В итоге можно построить трехмерный график, отложив по одной оси перемещение вдоль дороги, по второй — частоту, а по третьей — амплитуду.

Таким образом, можно увидеть, какие частоты присутствуют в различных местах вдоль дороги. При этом работает закон, называемый "принципом неопределенности Гейзенберга", который гласит, что нельзя одновременно измерить частоту и время с произвольно высокой точностью. Что означает: применительно к пространственным частотам нельзя одновременно измерить пространственную частоту и ее местоположение на дороге с произвольно высокой точностью. Поэтому можно говорить лишь об отрезке дороги и о наблюдающейся в нем частотной полосе.

И еще. На высоких частотах лучше разрешение получается по длине дороги, а на низких — по частоте. Это говорит о том, что для высокочастотной компоненты мы можем точнее указать ее пространственную позицию, а для низкочастотной — значение ее частоты.

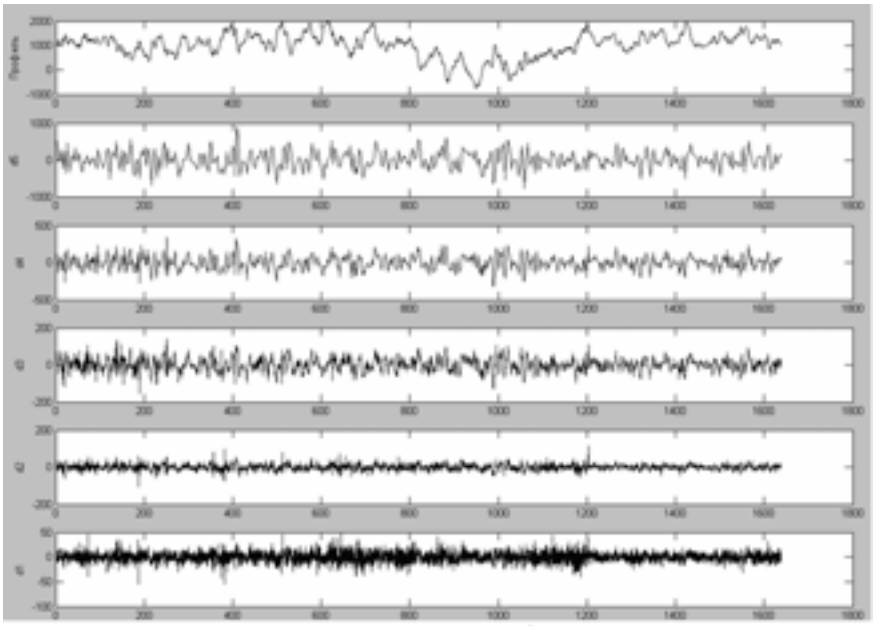
И здесь следует отметить, что при вейвлет-преобразовании обычно пользуются не частотным параметром, а параметром "масштаб (уровень)", который можно определить как величину, обратную частоте. (Этот параметр имеет аналогию с масштабом географических карт: бóльшие значения масштаба соответствуют малому числу деталей, а низкие — позволяют различить детали. Аналогично — в терминах частоты: низкие частоты соответствуют глобальной информации о сигнале, а высокие — детальной информации, скрытым особенностям, которые имеют обычно малую протяженность.)

Часто вместо масштаба употребляют термин "уровень", имея в виду уровень познания объекта. Так, при вейвлет-преобразованиях в пакете MATLAB первый уровень соответствует октавному диапазону самых низких пространственных частот (самые длинные пространственные волны), которые дают общее представление об объекте. В нашем случае — как бы рассмотрению продольного профиля дороги с большого расстояния. Второй уровень позволяет увидеть более мелкие детали профиля дороги, но при этом теряется информация о плавных его изменениях и т. д. Но в результате "рассматривается" профиль дороги с разных расстояний, что позволит хорошо выявить как его плавные изменения, так и быстрые — вплоть до резких выбросов.

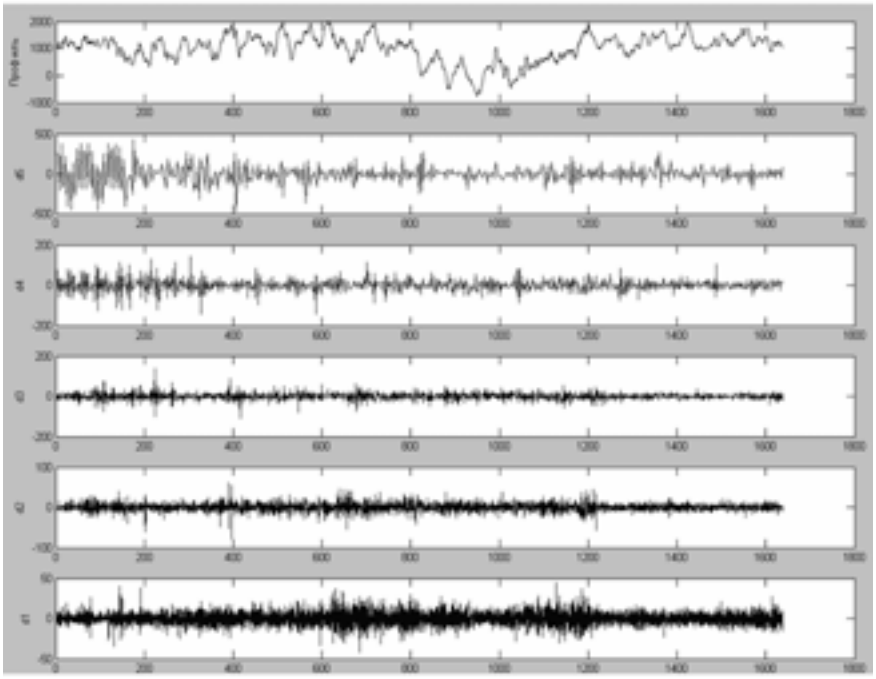
В качестве примера использования вейвлет-преобразования для исследования продольного профиля дороги возьмем длинную реализацию профиля асфальтобетонной дороги, которая была представлена в цифровом виде при интервале дискретизации $\Delta l = 0{,}1$ м.

Очевидно, что при таком интервале дискретизации в соответствии с теоремой Котельникова нельзя анализировать пространственные частоты выше 5 м$^{-1}$ (пространственные волны короче 0,2 м). Авторы для моделирования продольного профиля дороги использовали вейвлет-преобразования в пакете MATLAB, где применен быстрый вариант этого преобразования и предусмотрено прореживание в 2 раза исходных пространственных отсчетов, полученных от профиля дороги. Правда, заданный интервал дискретизации Δl не позволяет анализировать пространственные частоты выше 2,5 м$^{-1}$ (пространственные волны короче 0,4 м). Тем не менее результаты его применения оказались достаточно интересными.

На рис. 1, *а* сверху показан продольный профиль *П* дороги, а ниже — значения вейвлет-коэффициентов d_i для пяти различных уровней анализа, вычисленных с помощью вейвлета "Добеши-1". При этом пятый коэффициент соответствует самому высокочастотному диапазону пространственных частот, когда верхняя частота среза равна 2,5 м$^{-1}$, т. е. длина пространственной волны 0,4 м. Этого достаточно, чтобы определить верхние и



а)



б)

Рис. 1. Продольный профиль асфальто-бетонной дороги и его составляющие:

1 — продольный профиль, *2—6* составляющие профиля дороги от 1 до 5 уровней соответственно, вычисленные с использованием вейвлета Дебеши (*а*) и вейвлета Мейера (*б*). Масштаб по оси ординат: 1146 машинных единиц соответствуют 0,1 мм, по оси абцисс: одна машинная единица соответствует 0,1 м

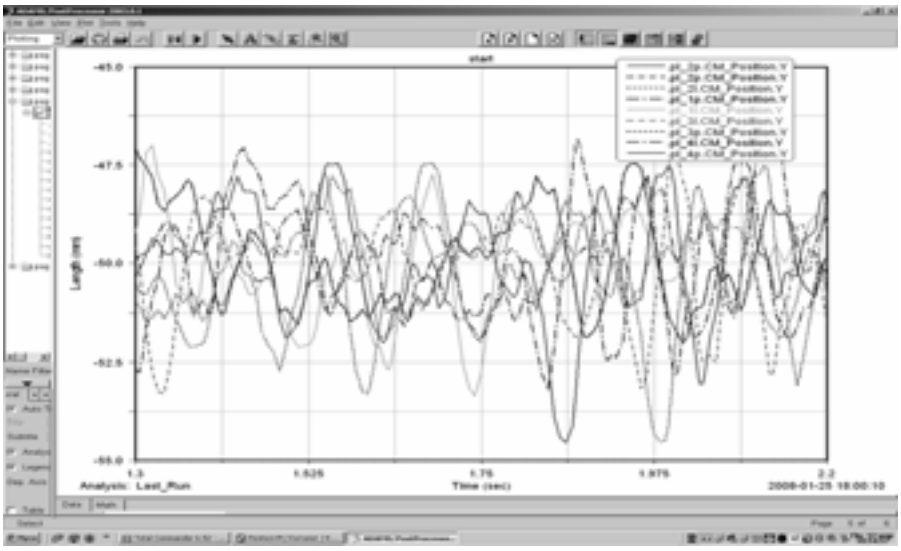


Рис. 2. Виртуальные испытания на плавность хода модели четырехосного самосвала в среде ADAMS на электронном полигоне с генерированием нестационарных процессов под каждое из колес: 1р, 2р, 3р и 4р соответственно под первое, второе, третье и четвертое правые; 1l, 2l, 3l и 4l соответственно под первое, второе, третье и четвертое левые

нижние частоты среза и области длин волн на каждом уровне.

Так, из рис. 1 видно, что максимальные отклонения профиля дороги от нулевой линии наблюдаются на первом (g_1) уровне, а на четвертом (g_4) и пятом (g_5) уровнях на общем стационарном фоне видны лишь короткие всплески отклонений от стационарности. А если сравнить рис. 1, *а* с рис. 1, *б*, на котором показаны результаты того же эксперимента, но с использованием вейвлета Мейера, то, как видим, на всех уровнях нестационарные всплески еще более заметны. Так что манипулируя различными вейвлетами, можно выявлять те или иные характерные особенности в профиле дороги, которые в исходном профиле незаметны. Например, для асфальтобетонной дороги вейвлет Мейера значительно лучше вейвлета Добеши характеризует нестационарности в продольном профиле.

На рис. 2 в качестве примера приведены результаты виртуальных испытаний на плавность хода четырехосного самосвала в среде АДАМС на электронном полигоне с генерированием восьми нестационарных процессов под каждое из восьми колес. Каждая кривая соответствует вертикальному перемещению в мм одного из колес виртуальной модели автомобиля в течении 2,5 с. Это стало возможным после вейвлет-преобразования реализаций реального дорожного покрытия и генерирования по ним с помощью обратного вейвлет-преобразования этих реализаций, статистические характеристики которых очень близки к статистическим характеристикам дороги с учетом нестационарности.

В итоге появилась возможность для создания моделей профиля любой дороги и ее спектральных составляющих, неравномерно распределенных по всей длине реализации, что крайне необходимо для испытаний и доводки автомобилей на виртуальных полигонах и реальных стендах.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Шарян Э.Г. Конкурентоспособность отечественных производителей автокомпонентов в условиях глобальной среды . . . 1

Батурина Н.А. Аналитическое обоснование реальной величины дебиторской задолженности . . . 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Крохотин Ю.М. Управление электрогидравлическими форсунками в топливных системах непосредственного действия . . . 6

Погуляев Ю.Д. О концепциях подачи топлива в дизель . . . 8

Заяц Ю.А., Голубев Д.С. Электрогидравлический разряд как способ повышения эксплуатационных свойств дизеля . . . 10

Благодарный Ю.Ф., Никульников Э.Н. Оценка пассивной безопасности автобуса при его опрокидывании . . . 11

Зотов В.М., Зотов Н.М., Балакина Е.В. Определение критического процесса торможения автомобильного колеса . . . 13

Рябов И.М., Чернышов К.В., Ковалев А.М. Виброзащитные свойства двухступенчатой подвески автомобиля . . . 16

Дыскин Л.М., Голованова Т.А. Индивидуальная вентиляция в кабинах транспортных средств . . . 20

Малиновский М.П., Гладов Г.И. Прогнозирование процесса продольного сближения автотранспортных средств . . . 21

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Шарупич П.В., Шарупич В.П., Богач К.А. Определение потребности строительства гаражного автосервиса в населенном пункте . . . 26

Осипов А.Г. Новые устройства, повышающие достоверность диагностирования тормозных систем АТС . . . 27

Разговоров К.И. Результаты международного мониторинга отказов и неисправностей легковых автомобилей . . . 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Шибаков В.Г., Панкратов Д.Л., Валиев А.М., Ососков М.А. Алгоритмы проектирования технологических процессов восстановления деталей автомобилей 32

Мартьянов А.П., Мартьянов С.А. К расчету валов на устойчивость при сжатии с кручением . . . 36

Петько В.И., Куконин В.Е., Хитриков С.В., Самута А.М. Идентификация и моделирование пространственных координат продольного профиля испытательного полигона 38

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), В. Б. Альгин (зам. председателя), А. Н. Егоров, Ан. М. Захарик, Г. М. Кухаренок, П. Л. Мариев, Ю. И. Николаев, И. С. Сазонов, С. В. Харитончик

Корректор Т.В. Пчелкина

Сдано в набор 02.07.2009. Подписано в печать 14.08.2009.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,08. Зак. 728.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56
E-mail: avtoprom@mashin.ru, avtoprom@aport.ru
www.mashin.ru www.avtomash.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.