Грузовик

7
2015

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук
В.А. Волчков
С.М. Гайдар, д-р техн. наук
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин, д-р техн. наук
А.М. Иванов, д-р техн. наук
Н.А. Иващенко, д-р техн. наук
В.В. Комаров, канд. техн. наук
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф.
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук
О.Н. Румянцева
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф.
В.С. Устименко, канд. техн. наук
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф.
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф.

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2а, стр. 2
Тел. (499) 268-41-77
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Тел. (495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре.
Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764
от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 373409,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", "Грузовик", 2015

Перепечатка материалов из журнала "Грузовик" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель

В НОМЕРЕ:

Конструкция

2 *Козловский В. Н., Заятров А. В., Панюков Д. И., Пьянов М.А., Полякова Е. В.* Многофакторное исследование качества автомобилей

7 *Дьяков А. С., Новиков В. В.* Экспериментальное исследование характеристик пневмогидравлической рессоры для колесного шасси специального назначения

Эксплуатация. Ремонт

12 *Турленко А. А., Соколов Р. И., Лукьянов Г. З., Сибиляев М. К.* Повышение проходимости современных армейских автопоездов-тяжеловозов

Исследования. Расчет

15 *Блинов Е. И.* К основам создания динамической теории сложноструктурированных механических систем (цикл статей, статья 2). Тяговая динамика. Плавность хода. Подвеска

25 *Антипенко В. С., Ходяков А. А., Абу-Ниджим Р. Х.* Диагностика химической активности антифриза

27 *Акчурин Х. И.* Исследование влияния добавления воды в топливную смесь на повышение степени сжатия и давления наддувочного воздуха бензиновых двигателей

Практика

30 *Максимов В. А., Исмаилов Р. И., Максимов П. В., Назаров А. А., Сидельников Г. В.* Порядок списания линейных автобусов, эксплуатируемых в филиалах ГУП "Мосгортранс"

38 *Денисов А. С., Якубович И. А., Шафеев Д. Р.* Потенциал функционального тюнинга автомобилей в условиях сурового климата

43 *Ременцов А. Н., Тошев Дж. Ш.* Особенности эксплуатации автомобилей в условиях высокогорья

48 *Abstracts of articles*

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

Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

УДК 629.113

В. Н. Козловский, д-р техн. наук, ПВГУС, г. Тольятти,
А. В. Заятров, канд. техн. наук, ТГУ, г. Тольятти,
Д. И. Панюков, канд. техн. наук, **М. А. Пьянов**, канд. техн. наук, **Е. В. Полякова**, ПВГУС, г. Тольятти
E-mail: kozlovskiy-76@mail.ru

МНОГОФАКТОРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЕЙ

В работе представлены результаты исследования качества автомобилей на основе многофакторного анализа информации из различных источников.
Статья выполнена в рамках работы над грантом Президента РФ по поддержке молодых ученых – докторов наук на 2014—2015 гг. МД-2782.2014.8.

Ключевые слова: *качество, надежность, электрооборудование, автомобиль.*

Сегодня уже не требует доказательств тезис о том, что качество продукции и удовлетворенность потребителей являются самыми важными составляющими оценки конкурентоспособности предприятия [1, 2]. Усиление конкуренции как на мировом, так и на внутреннем автомобильном рынке России, которое мы наблюдаем последнее десятилетие, требует от компаний-производителей постоянной реализации новых подходов, направленных на повышение удовлетворенности потребителей качеством автомобилей [4, 10]. Одной из наиболее значимых составляющих указанной проблемы является необходимость совершенствования методико-алгоритмического аппарата измерения качества автомобилей в эксплуатации, исходя из существующего и перспективного уровней технологии сбора и обработки аналитической информации.

В условиях, когда для многих российских предприятий статистика отказов продукции в период эксплуатации является единственной доминантой в вопросах планирования качества, говорить об эффективности процесса стратегического развития конкурентоспособности, да и о полноценной реализации одного из основополагающий принципов менеджмента качества — ориентация на потребителей, нужно очень осторожно [6].

Повышение эффективности аналитических процессов измерения качества в автомобилестроении сегодня заключается в реализации алгоритмов комплексной оценки удовлетворенности потребителей качеством продукции, базирующейся на процессах сбора и обработки информации поступающей из широкого спектра источников, к числу которых относятся: корпоративные электронные базы данных по отказам автомобилей, регистрируемым на предприятиях фирменного автосервиса (гарантийная база); электронные базы данных по обратной связи с потребителем и горячих линий; аналитические данные результатов анкетирования потребителей по вопросам удовлетворенности продукцией и услугами (база по удовлетворенности); данные специализированных Интернет-форумов и клубов любителей автомобильной техники; данные средств массовой информации (СМИ) [5, 11].

Исследование комплексной оценки удовлетворенности потребителей включает два основных этапа. Первый этап сводится к количественной оценке степени тесноты взаимосвязи между показателями качества и удовлетворенности по трем базам данных — гарантийной базе, базе по удовлетворенности и по базе обратной связи с потребителями. Поскольку по объективным причинам не всегда удается обеспечить достаточный для количественной оценки объем информации, поступающий из СМИ и сети Интернет, то данные из этих источников служат в

качестве инструментов дополнительного подтверждения сделанных выводов.

Второй этап связан с проведением перекрестного (качественного) анализа полученных показателей. Данный подход заключается в объединении данных из всех информационных источников и рассмотрении позиций качества по каждому информационному каналу. Подобный подход может быть использован при анализе показателей качества как по системам автомобиля, так и по всей компонентой базе.

Нужно отметить, что объектом исследования является одна из самых популярных в России марок легковых автомобилей. Для проведения аналитических работ нами накоплены данные в виде электронных баз по соответствующим информационным направлениям за 2013 г.

Анализ связи между электронными базами, проведен с использованием коэффициента корреляции Пирсона (1).

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

где N — количество позиций в исследуемой массиве систем автомобиля; K_i — значение индекса качества (уровень отказов автомобилей по гарантийной базе данных), ‰; E_i — значение индекса удовлетворенности: уровень жалоб, относящихся к качеству по базе данных обратной связи с потребителями; уровень удовлетворенности качеством по базе данных результатов анкетирования потребителей, %.

В соответствии с представленной структурой анализа был произведен расчет коэффициентов корреляции для основных систем автомобиля. Результаты расчетов сведены в табл. 1.

Все представленные в табл. 1 значения коэффициента превышают критические при вероятности ошибки менее 5 %. Это позволяет признать полученные показатели статистически значимыми и свидетельствующими о наличии взаимосвязи между разнородными источниками информации. При этом самый низкий коэффициент наблюдается между показателями гарантийной базы данных и базы данных по удовлетворенности. Причинами могут быть следующие факторы.

Во-первых, не всем проблемам, по которым высказывались владельцы автомобилей, в гарантийной базе есть соответствующий кодификатор неисправности или отказа. Кроме того, в гарантийной базе отсутствуют позиции, относящиеся к расходным материалам: свечи зажигания, лампы и т. п.

Во-вторых, количество проанкетированных владельцев, даже с учетом превышения минимального порога опрошенных для получения достоверных источников, существенно ниже количества проанализированных записей по гарантийной базе за тот же период времени. В связи с этим данные по гарантийной базе более сбалансированы.

В-третьих, необходимо учитывать, что в базу удовлетворенности помимо непосредственно отказов и поломок вошли также те позиции, которые отражают удовлетворение владельца качеством функционирования транспортного средства, исходя из его собственных ожиданий, которые не всегда могут быть удовлетворены в полной мере.

В-четвертых, часть проблем с автомобилем, не связанная с серьезным нарушением его работоспособности (например, при возникновении блокирующих отказов), или влекущая незначительные затраты на восстановление, может быть устранена владельцем самостоятельно или без обращения на официальное предприятие сервисно-сбытовой сети. В данном случае информация в гарантийной базе данных по указанным позициям будет отсутствовать.

Более высокий коэффициент корреляции между базой данных по удовлетворенности и информационной системой "Обратная связь" показывает, что данные, формируемые на основе отзывов потреби-

Таблица 1

Коэффициенты корреляции для систем автомобиля

Наименование системы	Коэффициент корреляции, *r*		
	Гарантийная база данных	База данных по удовлетворенности	База данных "Обратная связь"
Гарантийная база данных		0,718	
База данных по удовлетворенности			0,821
База данных "Обратная связь"	0,937		

Таблица 2

Системный анализ проблем качества и надежности автомобиля

Наименование системы	Положение системы в рейтинге			Средняя позиция	Размах положений
	ГБД	БДУ	БДОС		
Система электрооборудования	1	1	1	1	0
Двигатель внутреннего сгорания	2	4	2	2	2
Кузов	4	2	3	3	2
Система подвески	3	5	4	4	2
Коробка переключения передач	5	3	5	4	2
Система отопления салона	12	9	6	9	6
Топливная система	14	13	7	11	7
Рулевой механизм	9	10	8	9	2
Ступица	7	14	9	10	7
Система охлаждения ДВС	8	6	10	8	4
Тормозная система	11	8	11	10	3
Система выпуска отработавших газов	13	12	12	12	1
Система сцепления	10	7	13	10	6
Система привода	6	11	14	10	8

телей, тесно связаны между собой. При этом не слишком высокое значение коэффициента также может быть связано с малым количеством проанкетированных по базе удовлетворенности, что не позволило в полной мере оценить весь спектр возникших у потребителей проблем.

Самый высокий из полученных коэффициентов принадлежит показателю между данными из гарантийной базы и системы обратной связи с потребителем. С учетом ранее указанных причин этот показатель должен был бы оказаться меньше полученного. Тем не менее, общей чертой обоих информационных каналов является значительно большее количество обращений, отзывов, записей об отказах, что более ярко демонстрирует весь спектр проблем, возникших у потребителей в период эксплуатации транспортного средства.

Сопоставление данных, полученных из разных информационных источников, возможно не только с помощью количественной оценки с использованием корреляции. Можно также воспользоваться и так называемым перекрестным методом анализа. Рассмотрение данного направления и есть второй этап комплексной оценки удовлетворенности потребителей качеством продукции. Данное направление сводится не к количественному анализу, а к качественному подходу, основанному на сопоставлении занимаемых позиций в рейтинге отказов, удовлетворенности в каждой из баз данных. Это связано с тем, что количественные характеристики не всегда отражают имеющуюся связь, что вызвано, в том числе, и перечисленными выше причинами, связанными с принятыми ограничениями при формировании баз данных.

Предлагаемый подход как раз дополняет используемые методы анализа.

Каждой системе автомобиля присваивается порядковый номер. В табл. 2 сведены обобщенные данные, представляющие собой массив позиций каждой из систем автомобиля по трем базам данных: гарантийная база данных по отказам — ГБД, база данных удовлетворенности — БДУ и база данных по системе "Обратная связь" — БДОС. Далее вычисляется усредненная позиция каждой из систем по трем информационным каналам и вычисляется разброс, т. е. максимальная разница между позициями каждой из систем в рейтинге.

В дополнение к данным, представленным в табл. 2, не стоит пренебрегать и наиболее важными проблемами, волнующими потребителей по результатам анализа СМИ и сети Интернет. В этой связи в табл. 3 сведены проблемы, наиболее часто вызывающие не-

Таблица 3

Системный анализ проблем качества и надежности автомобиля по результатам анализа СМИ и Интернет

Наименование системы	Отзыв в СМИ	Упоминание в Интернет
Система электрооборудования	+	+
Двигатель внутреннего сгорания		+
Кузов	+	+
Система подвески	+	+
Коробка переключения передач		+
Рулевой механизм		+
Тормозная система	+	

удовлетворенность владельцев автомобилей, но без учета принадлежности к расположению в позиционном рейтинге. Символ "+" означает, что потребители часто сталкиваются с указанной проблемой.

Проанализируем представленные в табл. 2 и 3 данные. Явным лидером по количеству отказов и возникших проблем является система электрооборудования, которая стабильно занимает первую позицию по всем проанализированным информационным каналам. Далее располагаются: двигатель внутреннего сгорания, кузов, система подвески и коробка переключения передач. Расположение всех этих систем практически не изменяется при переходе к анализу по различным информационным источникам. О стабильности занимаемых ими позиций также свидетельствует и небольшое значение размаха занимаемых положений в каждом из них.

Кроме того, нельзя не отметить, что подобная ситуация справедлива не только для систем автомобиля, возглавляющих рейтинг, но также и для остальных. Например, система выпуска отработавших газов, рулевой механизм. Таким образом можно с уверенностью констатировать, что проведенное подобным образом исследование по совместной оценке качества и надежности автомобиля не только является правдоподобным, но и заслуживает право на дальнейшее совершенствование и активное внедрение методики в работу аналитических служб качества автопроизводителей.

Убедившись в эффективности совместного рассмотрения различных информационных источников с точки зрения анализа качества продукции и удовлетворенности потребителей, проведем перекрестный анализ проблем компонентной базы автомобиля, применительно к системе электрооборудования. В табл. 4 сведены занимаемые позиции отдельных устройств, исходя из топ-10 наиболее проблемных устройств, относящихся к электрооборудованию.

Как следует из табл. 4, вершина рейтинга остается за лампами, преждевременный выход из строя которых возникает у владельцев очень часто. Однако данный факт никак не отражается в гарантийной базе данных, вследствие ряда ограничений данного информационного источника, вызванных официальной позицией автопроизводителя о данном изделии как о расходном материале.

Отдельного внимания требует то, что практически все позиции, которые удалось выделить из совокупного анализа, занимают устройства, имеющие в своем составе электромеханические преобразователи. Это позволяет выделить данную группу устройств как ключевую и формирующую общий рейтинг системы электрооборудования. При всем при этом большие расхождения между занимаемыми позициями не стоит рассматривать как отсутствие взаимосвязи среди выделенных устройств. Это зачастую связано с особенностями формирования каждого из информационных массивов данных. В результате может иметь место как недостаточное количество исходных данных, так и не отработанная до совершенства структура интерпретируемых данных. Совместное рассмотрение информации позволяет уйти от большинства недостатков, присущих каждому информационному источнику в отдельности.

Ранее неоднократно подтверждалась особая значимость системы электрооборудования как по отдельным информационным каналам, так и в случае совместного рассмотрения комплекса показателей качества, надежности и удовлетворенности [1]. Кроме того, не стоит забывать, что количество компонентов, входящих в данную систему, постоянно увеличивается, поскольку они включены в состав других систем автомобиля, обеспечивая повышение их функциональных возможностей. Таким образом, значимость системы электрооборудования будет только возрастать. Вот почему для эффективной ра-

Таблица 4

Системный анализ проблем качества и надежности элементов электрооборудования автомобиля

Наименование устройства	Информационный источник				
	ГБД	БДУ	БДОС	СМИ	Интернет
Лампы	–	1	2	+	+
Электростеклоподъемник	3	2	9		+
Генераторная установка	2	3	8	+	+
Регулятор холостого хода	6	6	–		+
Электроусилитель рулевого управления	1	7	4		+
Электродвигатель вентилятора отопителя	4	8	–		

ботоспособности автомобиля в первую очередь необходимо проводить мероприятия по улучшению надежностных характеристик ключевых элементов системы электрооборудования.

Однако не стоит забывать, что вновь внедряемое на автомобили оборудование может достигать 20—30 % ранее опробованного и исследованного. В этом случае для новых проектов автомобилей возникает задача тщательного прогнозирования показателей качества и надежности для новой комплектации продукции. Однако оценка характеристик для будущих компонентов автомобиля возможна только на заключительных стадиях проектирования. В связи со сложной ситуацией, связанной с конкуренцией между автопроизводителями, происходит постоянное сокращение сроков разработки и внедрения новых компонентов на выпускаемые модели. К сожалению, даже с учетом проведения анализа компьютерных моделей новых конструкций изделий и первичных испытаний их образцов, не всегда удается в полной мере спрогнозировать параметры работоспособности устройства в автомобиле в период его эксплуатации [3, 9]. И несмотря на то, что большая часть номенклатуры остается прежней, внедряемые разработки не должны снижать показатели качества и надежности всего автомобиля. В этом случае ценнейшей информацией являются данные, поступающие в период гарантийной эксплуатации [7, 8].

При этом одной из важнейших задач анализа и оценки качества и надежности является процесс выявления причин возникновения отказов и нарушений работоспособности. Не стоит упускать из рассмотрения и такой важный компонент, как объемы затрат, требуемых для обнаружения и устранения возникших проблем. Это связано с тем, что в случае возникновения отказов среди компонентов с малыми показателями надежности, особенно в период гарантийной эксплуатации автомобиля, производители несут не только имиджевые потери, но и материальные, связанные с заменой или ремонтом отказавших устройств. Особенно это актуально для сложных в техническом плане, а, следовательно, и дорогостоящих устройств, к которым, несомненно, относятся элементы системы электрооборудования, имеющие в своем составе электромеханические преобразователи.

Главным результатом реализации комплексной оценки удовлетворенности потребителей является формирование принципиально нового подхода к организации процесса мониторинга и вскрытия ключевых проблем качества и удовлетворенности потребителей. Путем наполнения банка данных аналитической информацией из разных источников, с достаточно высоким уровнем сходимости, становится возможным исследовать качество продукции под разным углом. Например, оценить его с точки зрения надежности или удовлетворенности, или информационной обеспеченности. Разработанный инструмент позволяет автопроизводителю быстро реагировать не только на изменения базовых требований потребительского рынка, относящихся к надежности, но и к комфорту, дизайну. А главное — комплексный анализ позволяет расширять границы перспективного планирования качества продукции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Козловский В. Н.** Проблема стратегического планирования улучшения качества и надежности системы электрооборудования автомобилей / В. Н. Козловский, А. В. Заятров // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2012. — № 1.
2. **Козловский В. Н.** Обеспечение качества и надежности электрооборудования автомобилей: монография / В. Н. Козловский. — Тольятти: ГОУ ВПО "ТГУ". — 2009. — 274 с.
3. **Козловский В. Н.** Моделирование электрооборудования автомобилей в процессах проектирования и производства [Текст] / В. Н. Козловский. − Тольятти: ГОУ ВПО "ТГУ". — 2009. — 227 с.
4. **Козловский В. Н.** Аналитические исследования качества автомобилей в эксплуатации: монография / В. Н. Козловский, В. И. Строганов. Palmarium Academic Publishing, AV Akademikerverland GmbH&Co., Deutschland, 2013.
5. **Козловский В. Н.** Комплекс обеспечения качества системы электрооборудования автомобилей: монография [Текст] / В. Н. Козловский, Д. И. Панюков. Palmarium Academic Publishing, AV Akademikerverland GmbH&Co., Deutschland, 2014.
6. **Козловский В. Н.** Анкетные исследования воспринимаемого потребителем качества автомобилей / В. Н. Козловский, Д. И. Панюков, С. И. Клейменов // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 6.
7. **Пионтковская С. А., Пьянов М. А.** Прогнозирование отказов автомобильного электрооборудования / С. А. Пионтковская, М. А. Пьянов // Вектор науки тольяттинского государственного университета. 2011. № 1.
8. **Пионтковская С. А., Ермаков В. В., Пьянов М. А.** Влияние электрооборудования на безопасность автотранспортного средства / С. А. Пионтковская, В. В. Ермаков, М. А. Пьянов // Грузовик. 2011. № 6.
9. **Строганов В. И.** Моделирование систем электромобилей и автомобилей с комбинированной силовой установкой в процессах проектирования и производства: монография [Текст] / В. И. Строганов, В. Н. Козловский. — МАДГТУ "МАДИ". — 2014. — 264 с.
10. **Строганов В. И.** Итоги и перспективы развития электромобилей и автомобилей с гибридными силовыми установками / В. И. Строганов, В. Н. Козловский // Электроника и электрооборудование транспорта. — 2012. — № 2.
11. **Строганов В. И.** Инновационные методы исследования качества и надежности электромобилей и автомобилей с гибридной силовой установкой: монография / В. И. Строганов, В. Н. Козловский. — М. "МАДИ", 2012.

УДК 629.3.02

А. С. Дьяков, канд. техн. наук, МГТУ им. Н. Э. Баумана, e-mail: diakov57@list.ru,
В. В. Новиков, д-р техн. наук, ВолгГТУ, Волгоград, e-mail: nvv_60@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ РЕССОРЫ ДЛЯ КОЛЕСНОГО ШАССИ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Представлены методики и результаты комплексных испытаний экспериментальной пневмогидравлической рессоры для подвески многоосного шасси специального назначения на стендовом оборудовании научно-технического центра ОАО "КАМАЗ". Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО "КАМАЗ" и Московским государственным техническим университетом имени Н. Э. Баумана.

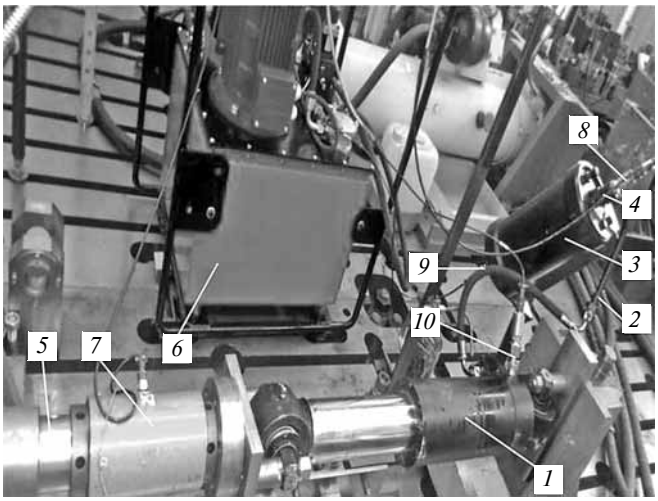
Ключевые слова: *пневмогидравлическая рессора, шасси, стенд, экспериментальное исследование, упругая характеристика, демпфирующая характеристика, теплонагруженность.*

В соответствии с программой перевооружения российской армии перед отечественной автомобильной промышленностью очень остро стоит задача создания современных образцов специальных многоосных колесных шасси, обладающих повышенной грузоподъемностью и высокой подвижностью, что во многом зависит от совершенства системы подрессоривания. Решение данной задачи возможно путем замены традиционных листовых рессор или торсионных валов, работающих совместно с телескопическими гидроамортизаторами, на пневмогидравлические рессоры (ПГР) высокого давления, которые обладают высокой удельной энергоемкостью, имеют нелинейные упругие характеристики и сочетают в одном узле упругие и демпфирующие свойства.

Вследствие сложных внутренних процессов теоретически очень трудно описать характеристики реальных ПГР, необходимые для разработки адекватных математических моделей системы подрессоривания. Поэтому очень важно иметь результаты экспериментальных исследований ПГР в условиях, близких к эксплуатационным [1—8].

Ниже приведены методики и некоторые результаты комплексных испытаний экспериментальной ПГР для подвески многоосного шасси специального назначения на стендовом оборудовании научно-технического центра ОАО "КАМАЗ" (рисунок).

Экспериментальная ПГР включает гидроцилиндр (ГЦ) *1*, поршневая полость которого соединена посредством шланга высокого давления *2* с пневмогидравлическим аккумулятором поршневого типа (ПГА) *3* через дроссель *4*, встроенный в крышку ПГА. Силовое нагружение ПГР задается с помощью штока гидропульсара *5*, соединенного через блок управления с гидростанцией *6* (НЭР 10/70-11/2И60Т2-В производства ЗАО "Энерпром"). В качестве рабочей жидкости для заправки ПГР используется масло "ГИПОЛ-РС", а в качестве газа — технический азот.



Установка для испытаний ПГР:

1 — гидроцилиндр ПГР; *2* — соединительный шланг; *3* — гидропневматический аккумулятор ПГР; *4* — дроссель; *5* — шток гидропульсара; *6* — гидростанция; *7* — датчик силы; *8—10* — датчики давлений

Испытания проводятся в лабораторных условиях с соблюдением требований по обеспечению нормальных климатических условий испытаний изделий по ГОСТ 15150—69:

— температура окружающей среды — (25 ± 10) °С;

— атмосферное давление — (84,0...106,7) кПа;

— относительная влажность воздуха — (45...80) %.

При испытаниях ПГР используют комплект измерительной и регистрирующей аппаратуры, включающий систему сбора данных "CRONOS-Compact" (фирма "IMC", Германия) и ноутбук с необходимым программным обеспечением. Комплект измерительной и регистрирующей аппаратуры совместно с установленными датчиками давления и измерительными каналами стенда обеспечивает измерение и регистрацию следующих параметров ПГР: ход штока ГЦ $S_{шт}$; силу сопротивления перемещению штока F; давление за соединительным трубопроводом перед дросселем; давление в газовой полости ПГА; давление на выходе из поршневой полости ГЦ перед соединительным трубопроводом; температуру в различных зонах ПГР.

Методиками комплексных испытаний ПГР предусматривается определение — габаритных размеров ПГР; силы трения ПГР при отсутствии давления; статических характеристик ПГР; динамических характеристик ПГР; теплонагруженности ПГР.

Методика определения габаритных размеров ПГР

Для определения габаритных размеров ПГР его ГЦ монтируется горизонтально на стенд путем соединения проушины, закрепленной на штоке, с кронштейном датчика силы, который установлен на штоке гидропульсатора стенда. Проушина на корпусе ГЦ закрепляется через кронштейн к пазовой плите стенда. Рабочая жидкость сливается с ГЦ. Шток ГЦ, соединенный со штоком гидропульсатора стенда через датчик силы, перемещается в крайнее сжатое положение с возрастанием усилия в конце сжатия до $F_{сж}$ = 10 кН, а затем в крайнее растянутое положение с возрастанием усилия в конце растяжения до $F_{раст}$ = 10 кН. В вышеуказанных положениях штока с использованием универсальных средств измерения определяется длина ГЦ между осями проушин в полностью сжатом состоянии $L_{сж}$ и длина ГЦ в полностью растянутом состоянии $L_{отб}$. Полный ход штока S_{max} ГЦ определяется как разность между $L_{отб}$ и $L_{сж}$. Длина ГЦ, соответствующая статическому положению подвески колеса $L_{ст}$, принимается равной полусумме расстояний между осями проушин в полностью сжатом состоянии $L_{сж}$ и в полностью растянутом состоянии $L_{отб}$.

Методика определения силы трения ПГР при отсутствии давления

Для определения силы трения $F_{тр}$, возникающей при перемещении штока относительно корпуса ГЦ в случае отсутствия давления рабочей жидкости на уплотнение штока, ГЦ монтируется на стенд с открытым входным отверстием поршневой полости. Зависимость силы на штоке $F_{тр}$ от перемещения штока $S_{шт}$ определяется для ПГР без жидкости при циклическом (форма сигнала "треугольник") нагружении ГЦ поочередно с постоянной скоростью 0,005; 0,025; 0,05; 0,075; 0,1; 0,15 и 0,2 м/с и с амплитудой перемещения ±100 мм относительно статического положения штока $L_{ст}$. Сила на штоке $F_{тр}$ и ход штока $S_{шт}$ регистрируется соответствующими измерительными каналами испытательного стенда.

По результатам испытаний для одного из циклов "растяжение — сжатие" каждого режима нагружения строятся графики зависимости силы $F_{тр}$ от перемещения штока $S_{шт}$. По полученным графикам определяются: максимальное значение силы трения $F_{тр.max}$; значение силы трения $F_{тр.ст}$ в точке, соответствующей статическому положению штока. Силы трения $F_{тр.max}$ и $F_{тр.ст}$ рассчитываются как полуразности их значений, зафиксированных при ходе сжатия и ходе отбоя в соответствующих точках. По рассчитанным значениям $F_{тр.max}$ и $F_{тр.ст}$ строятся графики их зависимости от скорости перемещения штока $V_{шт}$.

Методика определения статических характеристик ПГР

Для определения статических характеристик ПГР монтируется на стенд, поршневая полость ГЦ соединяется с атмосферой, газовая полость ПГА заряжается техническим азотом до расчетного давления 6,5 МПа при температуре окружающей среды 25 °С. Посредством шлангов ПГР соединяется с гидростанцией, при помощи которой создается необходимый поток и давление рабочей жидкости для прокачки (удаление воздуха из полостей ГЦ и ПГА) и заправки ПГР. Прокачка заключается в поочередном нагнетании рабочей жидкости в поршневую полость ГЦ и гидравлическую полость ПГА до давления 20 МПа и ее сливе в бак гидростанции при пол-

ностью выдвинутом штоке ГЦ. Для надежного удаления воздуха из гидравлических полостей ПГР число циклов "нагнетание—слив" должно составлять не менее 10. Далее шток ГЦ с помощью штока гидропульсатора стенда перемещается в статическое положение $L_{ст}$. После этого в поршневую полость ГЦ закачивается дополнительный объем рабочей жидкости, обеспечивший поднятие давления в поршневой полости до значения $p_{ст}$ = 10,2 МПа, соответствующего расчетному значению силы на штоке ПГР $F_{ст}$ = 80,0 кН.

Зависимости силы на штоке F от перемещения штока $S_{шт}$ при гармоническом (форма сигнала "синус") нагружении относительно статического положения $L_{ст}$ с заданными значениями частоты и амплитуды перемещения штока определяются:

— для амплитуды перемещения штока ±130 мм при частоте нагружения f = 0,001 Гц, что соответствует скорости V_{max} = 0,0008 м/с;

— для амплитуды перемещения штока ±100 мм при частотах нагружения f = 0,008; 0,04; 0,08; 0,12; 0,16; 0,24; 0,318 и 0,50 Гц, что соответствует скорости V_{max} = 0,005; 0,025; 0,05; 0,075; 0,1; 0,15; 0,2 и 0,314 м/с.

Зависимости давления p_1, p_2 и p_3 от перемещения штока $S_{шт}$ при гармоническом (форма сигнала "синус") нагружении относительно статического положения $L_{ст}$ определяются для амплитуды перемещения штока ±100 мм при частотах f = 0,08; 0,12 и 0,318 Гц.

По результатам испытаний для одного из циклов "растяжение — сжатие" каждого режима нагружения строятся графики зависимости силы F, развиваемой ПГР, от перемещения штока $S_{шт}$ и графики зависимости давления p_1, p_2 и p_3 от перемещения штока $S_{шт}$. По полученным графикам зависимости силы F от хода штока $S_{шт}$ для амплитуд ±130 мм и ±100 мм в точке, соответствующей статическому положению ПГР в подвеске, рассчитываются:

— значение статической силы $F_{ст}$ (определяется как полусумма значений силы F на ходе сжатия и на ходе растяжения);

— значение суммарной силы демпфирования $F_{дем.ст}$ (суммарное влияние силы механического трения и силы вязкостного трения), которая определяется как полуразность значений силы F на ходе сжатия и на ходе растяжения;

— значение жесткости $C_{ст}$, определенной на ходе 40 мм (±20 мм относительно $L_{ст}$).

По рассчитанным значениям статической силы $F_{ст}$, суммарной силы демпфирования $F_{дем.ст}$ и жесткости $C_{ст}$ для режимов нагружения с амплитудой ±100 мм строятся графики их зависимости от скорости перемещения штока $V_{max\ ст}$.

По полученным графикам зависимости давления p от хода штока $S_{шт}$ для амплитуды ±100 мм с частотами f = 0,08; 0,12 и 0,318 Гц определяется значение полуразности давлений при ходе сжатия и при ходе отбоя ($\Delta p_{1/2}$, $\Delta p_{2/2}$ и $\Delta p_{3/2}$). По соотношениям значений $\Delta p_{1/2}$, $\Delta p_{2/2}$ и $\Delta p_{3/2}$ оценивается влияние сопротивления соединительного трубопровода между ГЦ и ПГА, а также влияние сопротивления дросселя, встроенного в крышку ПГА.

Методика определения динамических характеристик ПГР

Для определения динамических характеристик ПГР зависимости силы на штоке F от перемещения штока $S_{шт}$ при гармоническом нагружении относительно статического положения $L_{ст}$ с заданными значениями частоты и амплитуды перемещения штока определяются:

— для амплитуды перемещения штока ±50 мм при частотах нагружения f = 0,16; 0,32; 0,48; 0,64; 0,80; 0,95; 1,27 и 1,59 Гц, что соответствует скорости V_{max} = 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25; 0,30; 0,40 и 0,50 м/с;

— для амплитуды перемещения штока ±25 мм при частотах нагружения f = 0,32; 0,64; 0,95; 1,27; 1,59; 1,91; 2,55 и 3,18 Гц, что соответствует скорости V_{max} = 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,25; 0,30; 0,40 и 0,50 м/с.

Зависимости давления p_1, p_2 и p_3 от перемещения штока $S_{шт}$ при гармоническом нагружении относительно статического положения $L_{ст}$ определяются для амплитуды перемещения штока ±50 мм при частотах f = 0,16; 0,64; 0,80 и 1,59 Гц, а для амплитуды перемещения штока ±25 мм при частотах f = 0,318; 1,59 и 3,18 Гц.

По результатам испытаний для одного из циклов "растяжение — сжатие" для каждого режима нагружения строятся графики:

— зависимости силы F, развиваемой ПГР, от перемещения штока $S_{шт}$;

— зависимость давления p_1, p_2 и p_3 от перемещения штока $S_{шт}$.

По полученным графикам зависимости силы от перемещения штока $S_{шт}$ для амплитуд ±50 мм и ±25 мм в точке, соответствующей статическому положению ПГР в подвеске, рассчитываются:

— значение статической силы $F_{ст}$ (определяется как полусумма значений силы F на ходе сжатия и на ходе растяжения);

— значение суммарной силы демпфирования $F_{дем.ст}$ (суммарное влияние силы механического трения и силы вязкостного трения), которая определяется как полуразность значений силы F на ходе сжатия и на ходе растяжения;

— значение жесткости $C_{ст}$, определённой на ходе 40 мм (±20 мм относительно $L_{ст}$).

По рассчитанным значениям статической силы $F_{ст}$, суммарной силы демпфирования $F_{дем.ст}$ и жесткости $C_{ст}$ для режимов нагружения с амплитудами ±50 и ±25 мм строятся графики их зависимости от скорости перемещения штока $V_{max.ст}$.

По полученным графикам зависимости давления p_1, p_2 и p_3 от перемещения штока $S_{шт}$ для амплитуд ±50 и ±25 мм определяется значение полуразности давлений при ходе сжатия и при ходе отбоя ($\Delta p_{1/2}$, $\Delta p_{2/2}$ и $\Delta p_{3/2}$) в точке, соответствующей статическому положению ПГР. По соотношениям значений $\Delta p_{1/2}$, $\Delta p_{2/2}$ и $\Delta p_{3/2}$ оценивается влияние сопротивления соединительного трубопровода между гидроцилиндром ГЦ и пневмогидравлическим аккумулятором ПГА, а также влияние сопротивления дросселя, встроенного в крышку ПГА.

Методика определения теплонагруженности ПГР

Теплонагруженность ПГР оценивается при температуре окружающей среды от 20 до 30 °С без дополнительного обдува. Через каждые 30 сек. определяются зависимости силы на штоке F от перемещения штока $S_{шт}$ при гармоническом нагружении с амплитудой ±40 мм и с частотой f = 1,0 Гц относительно статического положения $L_{ст}$. При испытании с помощью бесконтактного инфракрасного термометра AMiR 7811-50B через каждые 30 сек. регистрируется температура на поверхности ПГР в восьми точках: T_1 — поверхность штока ГЦ; T_2 — корпус ГЦ в зоне установки уплотнения штока; T_3 — корпус ГЦ в зоне перемещения поршня; T_4 — корпус ГЦ в зоне установки крышки поршневой полости; T_5 — крышка ПГА в зоне входа соединительного трубопровода и встроенного в крышку дросселя; T_6 — корпус ПГА в зоне перемещения поршня ПГА; T_7 — корпус ПГА в зоне установки крышки ПГА со стороны газа; T_8 — соединительный трубопровод в зоне корпуса ГЦ. При этом определяются наиболее теплонагруженные зоны ПГР.

В указанных выше точках фиксируются изменения температуры T в зависимости от времени проведения испытаний. При достижении в наиболее теплонагруженной точке температуры T_{max} = 80 °С, с целью исключения перегрева уплотняющих элементов, испытания ПГР прекращаются.

Для значений температуры T в точке, в зоне которой фиксируется максимальный нагрев, строится график ее зависимости от времени нагружения t.

По результатам испытаний строятся графики зависимости силы на штоке F, развиваемой ПГР, от перемещения штока $S_{шт}$, по которым рассчитываются:

— значение статической силы $F_{ст}$ (определяется как полусумма значений силы F на ходе сжатия и на ходе растяжения);

— значение суммарной силы демпфирования $F_{дем.ст}$ (суммарное влияние силы механического трения и силы вязкостного трения), которая определяется как полуразность значений силы F на ходе сжатия и на ходе растяжения;

— значение жесткости $C_{ст}$, определенной на ходе 40 мм (±20 мм относительно $L_{ст}$).

Для рассчитанных значений статической силы $F_{ст}$, суммарной силы демпфирования $F_{дем.ст}$ и жесткости $C_{ст}$ для режима нагружения с амплитудой ±40 мм строятся графики их зависимости от температуры в наиболее теплонагруженной точке.

Результаты испытаний ПГР

Габаритные размеры экспериментальной ПГР равны:

— длина ГЦ по осям проушин в сжатом состоянии $L_{сж}$ = 543 мм;

— длина ГЦ по осям проушин в растянутом состоянии $L_{отб}$ = 813 мм;

— полный ход штока S_{max} = 270 мм.

В случае отсутствия давления рабочей жидкости на уплотнения штока ГЦ значение силы трения в уплотнениях ПГР составляет от 46 до 71 даН.

Значение зарядного давления в газовой полости ПГА $p_{зар}$ = 6,5 МПа обеспечивает расчетное значение силы на штоке $F_{ст}$ = 80,0 кН при длине ПГР, соответствующей статическому положению подвески колеса, $L_{ст}$ = 678 мм.

Сила трения в уплотнениях ПГР в случае наличия давления рабочей жидкости в ГЦ, при отсутствии влияния сил вязкостного трения, достигает значений от 5,7 до 10,3 кН.

Появление сил вязкостного трения наблюдается при скорости поршня ПГР выше 0,050 м/с.

Суммарная сила демпфирования $F_{дем.ст}$ на ходе отбоя уже на скорости перемещения штока выше 0,40 м/с достигает такого значения, что превышает

значение упругой силы $F_{ст}$, которая обеспечивает контакт колеса с дорогой. Это свидетельствует о высокой вероятности того, что ПГР не сможет обеспечивать надежный контакт колеса с опорной поверхностью дороги. Поэтому требуется проведение доработки конструкции ПГР.

Значение демпфирующей силы $F_{дем.ст}$ в основном определяется гидравлическим сопротивлением соединительного трубопровода ГЦ с ПГА, перепад давления на котором при скорости перемещения штока 0,5 м/с в 4 раза больше, чем перепад давления во встроенном в ПГА дросселе, который должен обеспечивать заданную характеристику демпфирования ПГР. В связи с этим требуется увеличение внутреннего диаметра соединительного трубопровода.

Жесткость $C_{ст}$ в районе точки, соответствующей статическому положению ПГР, при скоростях нагружения 0,005 м/с равна 40,0 даН/мм, что соответствует расчетному значению жесткости.

Причиной повышенной теплонагруженности ПГР является наличие "вредных" гидравлических сопротивлений в соединительном трубопроводе от ГЦ к ПГА, что свидетельствует о необходимости доработки конструкции соединительного трубопровода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Исследование интенсивности нагрева гидроамортизатора** / Горобцов А. С., Новиков В. В., Дьяков А. С., Гетманский В. В., Каныгина Е. А., Макаров А. А. // Грузовик. — 2014. — № 1. С. 31—32.
2. **Стенды для испытания подвесок наземных транспортных средств:** учеб. пособ. (гриф). Доп. УМО вузов по университетскому политехническому образованию / Новиков В. В., Рябов И. М., Дьяков А. С., Поздеев А. В., Похлебин А. В.; ВолгГТУ. — Волгоград, 2013. — 114 с.
3. **Регулируемые пневматические и пневмогидравлические рессоры** подвесок автотранспортных средств: монография / Поздеев А. В., Новиков В. В., Дьяков А. С., Похлебин А. В., Рябов И. М., Чернышов К. В.; ВолгГТУ. — Волгоград, 2013. — 244 с.
4. **Оценка вертикальных жесткостей пружинных подвесок** перспективного автомобиля повышенной проходимости с помощью пространственной модели / Горобцов А. С., Карцов С. К., Поляков Ю. А., Дьяков А. С., Григорьева О. Е. // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2014. Т. 9. № 19 (146). С. 13—16.
5. **Экспериментальное исследование нагрузочных характеристик** двухкамерной пневмогидравлической рессоры подвески автомобильных платформ нового поколения средней и большой грузоподъёмности / Жилейкин М. М., профессор, д.т.н., Котиев Г. О., Сарач Е. Б // Электрон. журн. "Наука и образование: электронное научно-техническое издание". 2011. Выпуск 12, № 77-30569/346642 — Режим доступа: http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html, свободный.
6. **Динамика движения.** Ч. 2. Характеристики и виброзащитные свойства пневмогидравлических рессор: учеб. пособ. (гриф). Доп. УМО вузов по университетскому политехническому образованию / В. В. Новиков, И. М. Рябов, В. И. Колмаков, К. В. Чернышов; ВолгГТУ. — Волгоград, 2009. — 127 с.
7. **Универсальный стенд для испытания подвесок и колёс** автотранспортных средств / В. В. Новиков, И. М. Рябов, В. И. Колмаков, К. В. Чернышов // Сборка в машиностроении, приборостроении. — 2008. — № 3. — С. 45—50.
8. **Новиков В. В.** Пневмогидравлические рессоры подвесок автотранспортных средств: монография / В. В. Новиков, И. М. Рябов; ВолгГТУ. — Волгоград: РПК "Политехник", 2004. — 311 с.

Эксперты проверят качество "КАМАЗа"

На "КАМАЗе" работала делегация Всероссийского научно-исследовательского института сертификации (Москва).

В составе делегации — ведущий эксперт "ВНИИС" Андрей Смольяков и эксперты Александр Каршаков, Марат Набиуллин, Мария Руделева, Нина Терюшина. В течение недели гости встречались с руководителями всех основных подразделений компании. На переговорах обсуждали вопросы по системе менеджмента ОАО "КАМАЗ". В ходе визита делегация посетила Научно-технический центр, основные камазовские заводы, а также Торгово-финансовую компанию и Генеральную дирекцию.

ВНИИС более 50 лет ведет научно-исследовательскую, методическую и консультационную деятельность в области стандартизации, сертификации, аккредитации и менеджмента качества. Согласно соглашению о стратегическом сотрудничестве, заключенному между "КАМАЗом" и ОАО "ВНИИС", последний оказывает методическую помощь по совершенствованию СМК ОАО "КАМАЗ", основываясь на стандартах ИСО 900, ИСО/ТУ 16949, критериях премий Правительства РФ в области качества. Кроме того, институт консультирует камазовских специалистов по вопросам, возникающим при разработке и внедрении интегрированных систем менеджмента.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 629.113. 073

А. А. Турленко, Р. И. Соколов, канд. техн. наук, **Г. З. Лукьянов**, канд. техн. наук,
М. К. Сибиляев, НИИЦ АТ 3 ЦНИИ МО РФ
E-mail: amn12no@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ ПРОХОДИМОСТИ СОВРЕМЕННЫХ АРМЕЙСКИХ АВТОПОЕЗДОВ-ТЯЖЕЛОВОЗОВ

В настоящей статье рассматриваются основные характеристики, влияющие на движение автопоездов-тяжеловозов в различных дорожных условиях.

Ключевые слова: *удельная мощность автопоезда, коэффициент сцепной массы, коэффициент прицепной нагрузки, полная масса автопоезда.*

(Рисунки на 2—4 стр. обложки)

В современных условиях основной задачей для армейских автопоездов-тяжеловозов является оперативная переброска объектов бронетанковой техники из мест постоянной дислокации в районы боевого применения и эвакуация поврежденной техники в районы развертывания ремонтных подразделений. Учитывая, что эвакуация поврежденной техники осуществляется в основном с грунтовых площадок, важным аспектом использования автопоездов-тяжеловозов является возможность их движения в тяжелых дорожных условиях.

Основными характеристиками, позволяющими оценить возможность движения автопоезда-тяжеловоза в различных дорожных условиях, являются его энерговооруженность, коэффициент сцепной массы и коэффициент прицепной нагрузки. Рассмотрим эти характеристики.

Показателем энерговооруженности автопоезда принято считать его удельную мощность, которая определяется по формуле:

$$N_{уд} = \frac{N_e}{G_{ап}}, \qquad (1)$$

где $N_{уд}$ — удельная мощность автопоезда, кВт/т (л. с./т); N_e — мощность двигателя тягача, кВт (л. с.); $G_{ап}$ — полная масса автопоезда, т.

Используя результаты ранее выполненных работ [1, 2], значение $N_{уд}$, обеспечивающее движение автопоезда-тяжеловоза полной массой в заданных дорожных условиях, с заданной скоростью и коэффициентом прицепной нагрузки можно определить по выражению:

$$N_{уд} = \frac{\psi V g}{3{,}6\eta_{вп}\eta_{м}} + \frac{K_{wап} F V^3}{3{,}6^3\eta_{вп}\eta_{м} M_{а}(1 + K_{пр})}, \qquad (2)$$

где ψ — коэффициент сопротивления движению; V — заданная скорость движения, км/ч; $K_{wап}$ — коэффициент сопротивления воздуха; F — площадь лобового сопротивления автопоезда, м^2; $\eta_{вп}$ — потери на привод вспомогательного оборудования; $\eta_{м}$ — к.п.д. трансмиссии тягача; $M_{а}$ — полная масса тягача, т; $K_{пр}$ — коэффициент прицепной нагрузки.

По величине удельной мощности автопоезда можно оценить как возможность преодоления сопротивления движению в тяжелых дорожных условиях (проходимость), так и достижение максимальной скорости при движении по дорогам с твердым покрытием, то есть оценить подвижность.

Проведем расчет необходимых значений удельных мощностей автопоездов для условий движения с максимальной скоростью по горизонтальным дорогам с твердым покрытием. Для этих условий движения, исходя из требований безопасности движения автопоездов-тяжеловозов, средних скоростей движения грузовых потоков на дорогах общего пользования и современных требований к военной автомобильной технике данного класса по подвиж-

ности, значение скорости должно быть не менее 80 км/ч. Среднее значение ψ при этом принимаем равным 0,019. Учитывая, что движение автопоезда при максимальной скорости, как правило, происходит на прямой передаче в коробке передач, на основе анализа пределов изменения значений $\eta_м$ и $\eta_{вп}$ для существующих современных конструкций двигателей и трансмиссий, значение произведения $\eta_м\,\eta_{вп}$ может быть принято постоянным и равным для тягачей автопоездов-тяжеловозов 0,75.

Коэффициент прицепной нагрузки $K_{пр}$ определяется по формуле:

$$K_{пр} = \frac{G_{кпр}}{G_т}, \qquad (3)$$

где $G_{кпр}$ — нагрузка на колеса полуприцепа, кг; $G_т$ — полная масса седельного тягача, кг.

Максимальное значение коэффициента прицепной нагрузки $K_{пр}$, позволяющего эксплуатировать автопоезд-тяжеловоз по дорогам с твердым покрытием при максимально возможном использовании его грузоподъемности, может составить 1,4 [2].

Таким образом, расчетное значение удельной мощности автопоезда-тяжеловоза $N_{уд\,ап}$ для движения по дорогам с твердым покрытием различного состояния с указанной скоростью должно составлять в среднем не менее 5,61 кВт/т (7,62 л. с./т).

Указанное значение удельной мощности автопоезда-тяжеловоза в соответствии с формулой (2) без учета лобового сопротивления позволит обеспечить его движение на сухой грунтовой дороге с уклонами до 10° со скоростью до 40 км/ч (ψ = 0,035).

Тогда, учитывая диапазон полных масс автопоездов-тяжеловозов для различных классов грузоподъемности, мощности двигателей седельных тягачей должны составлять не менее:

— для класса грузоподъемности 20—30 т — 320—360 л. с. (235—265 кВт) (рис. 1);

— для класса грузоподъемности 30—45 т — 450—500 л. с. (330—368 кВт) (рис. 2);

— для класса грузоподъемности 45—60 т — 700—800 л. с. (515—550 кВт) (рис. 3).

На рис. 4 представлена диаграмма средних значений удельных мощностей современных отечественных и зарубежных автопоездов и сравнение их с расчетными значениями.

Анализ данных рисунка 4 показывает, что современные отечественные седельные тягачи не обеспечивают необходимого уровня энерговооруженности автопоезда-тяжеловоза во всех классах грузоподъемности в отличие от зарубежных, у которых энерговооруженность автопоезда отмечается меньше расчетной только в классе грузоподъемности 45—60 т.

Таким образом, первым направлением повышения подвижности автопоездов-тяжеловозов следует считать увеличение мощности двигателя седельного тягача до значений не менее расчетных.

Следующая характеристика, определяющая возможность движения автопоезда-тяжеловоза в различных дорожных условиях, — коэффициент сцепной массы, который определяется по выражению:

$$K_\varphi = \frac{G_{сц}}{G_{ап}}, \qquad (4)$$

где $G_{сц}$ — масса, приходящаяся на ведущие колеса, кг; $G_{ап}$ — полная масса автопоезда, кг.

Сцепные качества, которыми должен обладать автопоезд для обеспечения возможности движения в различных дорожных условиях определяются структурой и состоянием грунта, а также преодолеваемыми подъемами.

Как показали ранее выполненные работы [1, 2], условие обеспечения возможности движения автопоезда-тяжеловоза в различных дорожных условиях может быть записано в виде неравенства:

$$K_\varphi \geqslant \frac{\psi}{\varphi \cos\alpha}, \qquad (5)$$

где K_φ — коэффициент сцепной массы; φ — коэффициент сцепления колес с грунтом; α — величина угла подъема.

Проведенные расчеты по зависимости (5) позволили получить минимальные расчетные значения K_φ для различных дорожных условий при которых возможно движение автопоезда-тяжеловоза.

Из рис. 5 следует, что современные автопоезда-тяжеловозы как в классе грузоподъемности 20—30 т — "Урал-542301" + ЧМЗАП-9326 — (линия *1*), так и в классе грузоподъемности 30—60 т — "Урал-63704" + + ЧМЗАП-9990-0000073-03 и КЗКТ-74281 + + ЧМЗАП-99901 — (линия *2*) имеют значения K_φ 0,56 и 0,47 и $K_{пр}$ 0,77 и 1,1, что в соответствии с выражением (5), обеспечивает им возможность движения только по дорогами с твердым покрытием и улучшенным грунтовым дорогам с подъемами до 10°. Такой уровень проходимости указанных автопоездов-тяжеловозов подтверждается результатами проведенных на базе НИИЦ-АТ испытаний [3, 4] (рис. 6).

Из вышеизложенного следует, что для повышения подвижности автопоездов-тяжеловозов необходимо повысить значения K_φ, что без снижения грузоподъемности автопоезда и повышения его полной массы возможно только путем подведения крутящего момента двигателя к одной или нескольким осям полуприцепа (активизация осей).

Расчетные значения K_φ для автопоезда в составе "Урал-63704" + ЧМЗАП-9990-0000073-03 показали, что активация одной оси полуприцепа позволит увеличить значение коэффициента сцепной массы до значения 0,67—0,68 при снижении $K_{пр}$ до значения 0,52—0,53.

Указанные значения K_φ и $K_{пр}$ позволят обеспечить автопоезду "Урал-63704" + ЧМЗАП-9990-0000073-03 возможность движения во всех перечисленных на рис. 5 дорожных условиях.

Таким образом, вторым важным направлением повышения проходимости автопоездов-тяжеловозов является активация привода осей полуприцепа.

Следует отметить, что и сама величина прицепной нагрузки автопоезда-тяжеловоза также оказывает влияние на его подвижность. Очевидно, чем меньше прицепная нагрузка автопоезда при одной и той же грузоподъемности, тем выше его сцепная масса, а значит и проходимость. Уменьшение прицепной нагрузки при сохранении грузоподъемности автопоезда можно достичь путем снижения снаряженной массы полуприцепа. Расчеты показали, что если снаряженную массу полуприцепа ЧМЗАП-9990-0000073-03 в составе автопоезда с седельным тягачом "Урал-63704" снизить с 12 т до 11 т, то величина K_φ возрастет с 0,47 до 0,48, а значения $K_{пр}$ снизятся с 1,1 до 0,93, что положительно скажется на проходимости автопоезда в целом.

Основным показателем, позволяющим сравнивать различные полуприцепы по их снаряженным массам является коэффициент удельной грузоподъемности q_γ, который определяется как:

$$q_\gamma = \frac{M_{гр}}{M_{п_{сн}}}, \qquad (6)$$

где $M_{гр}$ — грузоподъемность полуприцепа, т; $M_{п_{сн}}$ — снаряженная масса полуприцепа, т.

Диаграммы коэффициентов удельной грузоподъемности современных отечественных и зарубежных полуприцепов-тяжеловозов в различных классах показаны на рис. 7 [5, 6].

Анализ рис. 7 с учетом выражения (6) показывает, что отечественные полуприцепы-тяжеловозы в классах грузоподъемности 20—30 т и 30—45 т уступают зарубежным образцам по снаряженной массе.

Таким образом, снижение коэффициента прицепной нагрузки автопоезда-тяжеловоза без изменения его грузоподъемности путем снижения снаряженной массы полуприцепа также является актуальным направлением улучшения его подвижности.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод, что одними из основных направлений повышения подвижности современных армейских автопоездов-тяжеловозов являются:

— повышение мощности двигателя седельного тягача до расчетных значений в соответствии с классом грузоподъемности;

— разработка модификаций современных полуприцепов-тяжеловозов с активным приводом колес;

— снижение снаряженной массы полуприцепов-тяжеловозов путем конструктивных решений и применения более легких конструкционных материалов без снижения их прочностных качеств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Павлов В. А., Муханов С. А.** Транспортные прицепы и полуприцепы / Москва: Воениздат, 1981. — 191 с.
2. **"Исследования и обоснование** рациональных значений основных ТТХ прицепов и полуприцепов для перспективных многоцелевых автомобилей-тягачей: ответ о НИР / 21 НИИИ Минобороны России, 1981.
3. **Приемочные испытания** опытного образца автомобиля-тягача седельного УРАЛ-63704-0029-01": технический отчет / НИИЦ АТ 3 ЦНИИ Минобороны России, 2013.
4. **Приемочные испытания** полуприцепа-тяжеловоза 3-ППТ-40 модели ЧМЗАП-9990-0000073-03: технический отчет / НИИЦ АТ 3 ЦНИИ Минобороны России, 2013.
5. **Jane's Military** Vehicles and Logistics. — London, 2008—2009.
6. **Шестаков В. А., Колтуков А. А.** Современные автомобили армий иностранных государств // 21 НИИИ Минобороны России. — Бронницы, 2010, 318 с.

К ОСНОВАМ СОЗДАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СЛОЖНОСТРУКТУРИРОВАННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ
(ЦИКЛ СТАТЕЙ, СТАТЬЯ 2)

УДК 629.33:519.2

Е. И. Блинов, канд. техн. наук, доцент, Московский государственный технический университет радиотехники, электроники и автоматики
E-mail: blinov-ti6-mgupi@mail.ru

ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА. ПЛАВНОСТЬ ХОДА. ПОДВЕСКА

Распространенные методы теории подвески базируются на описании колебаний корпуса и мостов вокруг стационарных центров их масс. Переход к концепции полюса поворота, изменяющего свое положение, выводит теоретические приемы расчета подвески на новый уровень.

Ключевые слова: *принцип объективной реальности, модель, подвеска, система, динамика, пространственность, нестационарный полюс поворота.*

В предыдущем номере журнала опубликована первая из цикла статья, посвященная разработке и развитию динамической теории движения. В этой статье была рассмотрена динамическая пространственная модель ДТУ в собственных координатах как фундамент важнейшего эксплуатационного свойства автомобиля — тяговой динамики. Настоящая публикация является продолжением цикла, в связи с чем для более удобного прочтения материала рекомендуется держать под рукой статью из журнала "Грузовик" № 6 за 2015 г.

Другим важным свойством автомобиля является плавность хода, обеспечиваемая системой подрессоривания (подвеской) совместно с пневматическими шинами, которыми оборудованы колеса практически всех неспециальных автомобилей. (В скобках заметим, что современные быстроходные гусеничные машины имеют опорные катки с резиновыми бандажами, параметры упругости и демпфирования которых, кроме количественных значений, не отличаются от пневматика. Отсюда модель, все выводы и зависимости могут быть применимы и в отношении гусеничных машин.) В дальнейшем термином "подвеска" будет обозначаться система подвеска—шина; иное будет оговорено.

Для обеспечения приемлемой плавности хода и исследования показателей этого свойства реально существует лишь один путь — математическое моделирование колебаний масс подвески (физическое и аналоговое моделирования в расчет не берутся, поскольку используются в единичных случаях и только тогда, когда математически описать систему невозможно). В то же время следует иметь в виду, что модель подвески неотделима от модели ДТУ — это взаимосвязанные системы. Эта связь реализуется конструктивно, через силы и моменты, кинематически, энергетически и т. п. Здесь будет рассмотрена только силовая связь, ибо остальные виды взаимодействий вытекают из нее. В частности, разработчик начинает разрабатывать конструкцию подвески только после проведения силовых и зависимых от них прочностных расчетов.

Прямая силовая связь от ДТУ к подвеске осуществляется через реактивные моменты $T_{ri\text{л,п}}$, $i = 1$,

..., s, здесь s — число ведущих осей, вызывающих колебания корпуса, обратная — через опорные реакции $R_{zi\text{л,п}}$, формирующие момент $T_{\text{а}}$ сопротивления движению, где подстрочные индексы "л", "п" означают принадлежность параметра к левому, правому бортам машины. Здесь и далее наименование и сущность параметров, относящихся к ДТУ, соответствуют уже рассмотренным в предыдущей статье, и поэтому повторяться нет необходимости. Численно каждый из реактивных моментов равен моменту $T_{\text{уд}}$ упруго-демпфирующих сил на "своем" участке трансмиссии, содержащем полуоси или аналогичный им элемент привода ведущих колес.

В основополагающей работе [1] по теории подвески считается, что колебания в продольной и поперечной плоскостях не связаны; в плоскостной схеме угловые колебания кузова в продольной плоскости, описываемые углом γ, происходят вокруг поперечной оси, проходящей через его ц. м.; угол колебаний не превышает 5°, вследствие чего можно положить $sin\gamma = \gamma$. Кроме того, делается и ряд других допущений (линейность характеристик всех элементов; сохранение постоянного контакта колеса с дорогой и т. п.), позволяющих решать задачу аналитически. Однако в случае численного решения системы ОДУ, которой описываются колебания масс корпуса и мостов, можно пренебречь этими допущениями, и тогда они будут учитываться автоматически.

Отдельно отметим, что в [1] был сделан вывод о несвязанности угловых колебаний корпуса в продольной и поперечной плоскостях, что на долгие годы привело к ослаблению внимания к проблеме разработки пространственной модели подвески. По-существу, предлагалось ограничиться плоскостной ("велосипедной") моделью. Однако это противоречит фундаментальному научному принципу объективной реальности, согласно которому адекватная модель может быть построена только на основе учета реальной симптоматики изучаемого явления. Тогда целью публикации можно заявить построение динамической модели подвески (плавности хода) в соответствии с принципом объективной реальности.

Таким образом, принципиально указанная модель должна включать (задачи работы): а) пространственность связей; б) колебания корпуса относительно полюса поворота (п. п.); в) алгоритм нахождения п.п., изменяющего свое положение в пространстве; г) изменение угла колебаний корпуса без ограничения его величины; д) количество осей $2 \leqslant n \leqslant K$, где величина параметра K ограничена только требованиями технического задания.

Принципиально важным среди перечисленных задач является переход от описания угловых колебаний вокруг ц. м., не изменяющего свое положение относительно корпуса (читай — в пространстве), к концепции нестационарного п. п., поскольку это коренным образом меняет устоявшиеся представления о методологии проектировании подвески.

Учитывая сказанное, представим динамическую схему (рис. 1) системы, движущуюся на прямолинейной траектории вдоль вектора V. Динамическими параметрами системы являются массы m, моменты инерции J, коэффициенты C и K жесткостей и демпфирования. На рисунке в целях реализации модели в общем виде показан любой i-й мост; $i = 1, ..., n$, здесь n — число осей. Массы $m^{\text{к}}$ недеформируемой платформы-корпуса и $m_i^{\text{м}}$ мостов связаны между собой и опорной поверхностью через упруго-демпфирующие связи подвески ($C_{\text{п}i\,\text{л,п}}$, $K_{\text{п}i\,\text{л,п}}$) и шин ($C_{\text{ш}i\,\text{л,п}}$, $K_{\text{ш}i\,\text{л,п}}$); надстрочные индексы "к", "м" означают принадлежность параметра к корпусу, мосту. Плоскопараллельное движение корпуса и мостов описывается следующими независимыми координатами перемещений: корпуса Z, γ, $\alpha^{\text{к}}$ — вертикальное ц. м., угловые в продольной и поперечной плоскостях; мостов ξ_i, $\alpha_i^{\text{м}}$ — вертикальное ц. м. и поперечно-угловое. Z и ξ_i откладываются от плоскости П, изображенной пунктиром, и линий $O_i^{\text{м}} - O_i^{\text{м}}$ положения корпуса и мостов при реакциях $R_{zi\,\text{л,п}} = 0$ (плоскость П и линии $O_i^{\text{м}} - O_i^{\text{м}}$ при нулевых реакциях расположены строго горизонтально; "рысканье" машины, описываемое изменением координаты β, не вызывается силовыми факторами, действующими в системе подрессоривания, и поэтому рассматриваться не будет). К независимым также относится координата $q_{i\text{л,п}}$ неровности дороги при начальном значении, равным нулю.

Как видим, модель подвески, как и ДТУ, является пространственной. Подчеркнем, что это свойство доставляется не протяженностью корпуса по осям X, Y, Z, а исключительно пространственным расположением связей, ибо если недеформируемое тело имеет протяженность по указанным осям, то это условие необходимое, но недостаточное, поскольку не меняет классификационной принадлежности "жесткой" одномассовой модели.

Прежде чем перейти к составлению ДУ колебаний масс корпуса и мостов, определим начальные значения опорных реакций и независимых координат. Статические реакции рационально определить для несимметричной трехопорной ($n = 3$) схемы подвески, поскольку данная схема имеет много об-

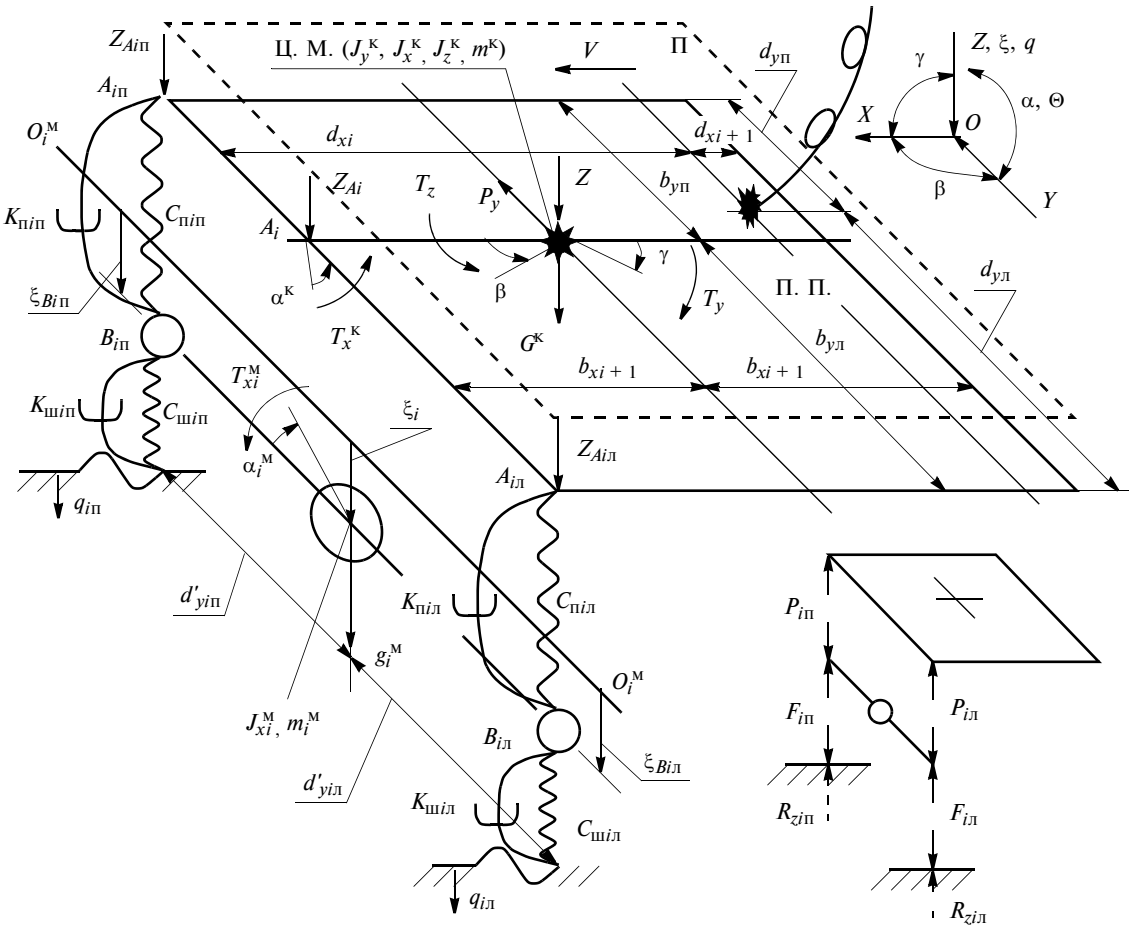


Рис. 1. Динамическая модель подвески (ц. м. — центр масс, п. п. — полюс поворота; внизу справа дана схема с динамическими силами, введенными вместо отброшенных связей)

щего как с двухопорной, так и с многоопорной ($n > 3$) подвесками.

Статические реакции R_{zio}, где индекс "о" означает принадлежность к начальному положению, выразим только через известные конструктивные параметры (поскольку при симметричной в поперечной плоскости схеме в статике любые параметры по бортам имеют одинаковые значения, индексы "л", "п" опущены, и соответствующие параметры берутся в расчете на ось).

Используя уравнения статики

$$(R_{z1o} - g_1) + (R_{z2o} - g_2) + (R_{z3o} - g_3) = G_a;$$

$$(R_{z1o} - g_1)s_1 - (R_{z3o} - g_3)s_2 + G_a b_{x2} = 0,$$

где $s_1 = b_{x1} - b_{x2}$ и $s_2 = b_{x2} + b_{x3}$,
а также геометрическую пропорцию

$$(Z_{3o} - Z_{1o})/L = (Z_{2o} - Z_{1o})/s_1,$$

здесь $L = (b_{x1} + b_{x3})$, без вывода приведем выражения для R_{zio} (здесь по сравнению с рисунком 1 при параметре g опущен надстрочный индекс "м").

$$R_{z2o} = [LC_{п2}g_3(E_1 - s_2^2 C_{п3}) + LC_{п3}s_2C_{п2}(g_1s_1 - G_a b_{x2}) + C_{п2}E_1 s_1(g_2 + G_a E_2)]/[s_1(L^2C_{п1}C_{п3} + C_{п2}E_1)]; \quad (1)$$

$$R_{z3o} = [G_a b_{x1} - s_1(R_{2o} - g_2) + g_3 L]/L; \quad (2)$$

$$R_{z1o} = [(R_{3o} - g_3)s_2 - G_a b_{x2}]/s_1 + g_1. \quad (3)$$

В (1) $E_1 = s_1^2 C_{п1} + s_2^2 C_{п3}$; $E_2 = 1 + b_{x2}/s_1$.

Зная реакции $R_{z\,io}$, определим начальные значения независимых координат для продольной плоскости:

$$\gamma_o = \arcsin[(R_{zno}/C_{пn}) - (R_{z1o}/C_{п1})]/L; \quad (4)$$

$$Z_o = (R_{z1o}/C_{п1}) + \sin\gamma_o b_{x1}; \quad (5)$$

$$\xi_{io} = R_{zio}/C_{ш i}. \quad (6)$$

Для поперечной плоскости ввиду очевидности $\alpha_o^{\text{к}} = 0$, $\alpha_{io}^{\text{м}} = 0$.

Как видно из (1)—(3), реакции $R_{zi\text{о}}$ зависят не только от "развесовки", но и от жесткостей $C_{\text{п}i}$ упругих элементов подвесок. Для большинства автомобилей характерны двух- и трехопорные подвески. Для перехода к выражениям начальных реакций в двухопорной схеме достаточно в (1)—(3) положить $b_{x2} = C_{\text{п}2} = g_2 = 0$ и заменить в индексах цифру 3 на цифру 2.

С учетом распределения по бортам (несимметричная схема) необходимо ввести следующие изменения: начальный угол $\alpha_o^{\text{к}}$ поворота корпуса в поперечной плоскости можно определить в плоскости любого i-го моста, поскольку этот угол остается неизменным в любом сечении корпуса (корпус и мосты принимаются абсолютно жесткими)

$$\alpha_o^{\text{к}} = \arcsin[(R_{zi\text{ол}}/C_{\text{п}i\text{л}}) - (R_{zi\text{оп}}/C_{\text{п}i\text{п}})]/(b_{\text{ул}} + b_{\text{уп}}); \quad (7)$$

начальный угол поворота i-го моста равен

$$\alpha_{io}^{\text{м}} = \arcsin[(R_{zi\text{ол}}/C_{\text{ш}i\text{л}}) - (R_{zi\text{оп}}/C_{\text{ш}i\text{п}})]/(d'_{yi\text{л}} + d'_{yi\text{п}}); \quad (8)$$

начальные реакции определятся в виде

$$R_{zi\text{ол,п}} = \xi_{Bi\text{ол,п}} C_{\text{ш}i\text{л,п}}, \quad (9)$$

где $\xi_{Bi\text{ол,п}} = R_{zi\text{о}} d'_{yi\text{л,п}}/[(d'_{yi\text{л}} + d'_{yi\text{п}})C_{\text{ш}i\text{л,п}}]$.

Здесь $R_{zi\text{о}}$ берутся из (1)—(3) при трех или двухопорной схемах; при симметричной многоопорной схеме подвески, что характерно для всех гусеничных и специальных колесных машин, число опор (осей) $n > 3$ и $R_{zi\text{о}} = G_{\text{а}}/n$.

Выражения (4)—(8) справедливы для любой расчетной схемы, причем для симметричной многоопорной схемы значения начальных условий независимых координат равны нулю, кроме $Z_{\text{о}} = G_{\text{а}}/C_{\text{п}}$ и $\xi_{i\text{о}} = G_{\text{а}}/C_{\text{ш}}$, где $G_{\text{а}}$ — вес машины, $C_{\text{п}}$ и $C_{\text{ш}}$ — жесткости всех подвесок и шин.

После вычисления начальных условий составим математическое описание расчетной схемы. Математическое ядро модели подвески состоит из системы ОДУ, которая по Д'Аламберу на прямолинейной траектории записывается в виде (10)—(14):

$$J_{\text{пп}\,y}^{\text{к}} \ddot{\gamma} = \sum^{n} \pm (P_{i\text{л}} + P_{i\text{п}}) d_{xi} \cos\gamma + T_y^{\text{к}}; \quad (10)$$

$$m^{\text{к}} \ddot{Z} = -\sum^{n} (P_{i\text{л}} + P_{i\text{п}}) + G^{\text{к}}; \quad (11)$$

$$J_x^{\text{к}} \ddot{\alpha}^{\text{к}} = \sum^{n} (P_{i\text{л}} d_{\text{ул}} - P_{i\text{п}} d_{\text{уп}}) \cos\alpha^{\text{к}} \cos\Theta + T_x^{\text{к}}; \quad (12)$$

$$J_{xi}^{\text{м}} \ddot{\alpha}_i^{\text{м}} = [(F_{i\text{л}} - P_{i\text{л}}) d'_{yi\text{л}} + (P_{i\text{п}} - F_{i\text{п}}) d'_{yi\text{п}}] \cos\alpha_i^{\text{м}} \cos\Theta - T_{xi}^{\text{м}}; \quad (13)$$

$$m_i^{\text{м}} \ddot{\xi}_i = (P_{i\text{л}} - F_{i\text{л}}) + (P_{i\text{п}} - F_{i\text{п}}) + g_i^{\text{м}}. \quad (14)$$

Как видно из всех уравнений угловых колебаний, внутренние силы действуют относительно п.п. Внешними силовыми факторами, кроме веса корпуса $G^{\text{к}}$ и мостов $g_i^{\text{м}}$, являются моменты $T_y^{\text{к}}$, $T_x^{\text{к}}$ и $T_{xi}^{\text{м}}$. Первый из них включает моменты внешних сил $G^{\text{к}}$, $P_{\text{в}}$, $P_{\text{и}}$ (две последних составляющих это силы сопротивлению воздуха и инерции), приложенные в ц. м., а также реактивный момент $\sum^{m} T_{ri\text{ул,п}}$. Они действуют относительно п. п.:

$$T_y^{\text{к}} = \pm T_{G^{\text{к}}} \pm T_{P\text{в}} \pm T_{P\text{и}} + \sum^{m} T_{ri\text{ул,п}}, \quad (15)$$

где первые три члена представляют собой моменты сил, указанных в индексах, причем их знаки зависят от месторасположения п. п. Момент $T_x^{\text{к}}$ включает реактивные моменты, действующие в поперечной плоскости, а также моменты, возникающие при параллельном сносе сил $P_{i\text{л}}$ и $P_{i\text{п}}$ (правило известно из курса "Теоретической механики") из точек их действия в точку, находящуюся на продольной линии расположения п. п.:

$$T_x^{\text{к}} = \sum^{m} (T_{xri\text{л}} - T_{xri\text{п}}) + \sum^{n} (P_{\text{п}i\text{л}} d_{\text{ул}} - P_{\text{п}i\text{п}} d_{\text{уп}}). \quad (16)$$

В последних формулах m — число ведущих осей. Момент $T_{xi}^{\text{м}}$ определяется для каждого ведущего моста, численно равен разности реактивных моментов и является реакцией на эту разность:

$$T_{xi}^{\text{м}} = T_{xri\text{л}} - T_{xri\text{п}}. \quad (17)$$

Подстрочные индексы "y", "x" при моментах инерции и внешних силовых факторах указывают ось, относительно которой они действуют; индекс "пп" в (10) означает, что момент инерции берется относительно п. п. Угол Θ виража (косогора), который в начальный момент времени равен нулю, далее становится функцией пройденного пути.

Чтобы провести анализ ДУ (10)—(14), следует их раскрыть через выражения для силовых факторов.

Для этого определим величины перемещений и скоростей точек $A_{i\text{л,п}}$ и $B_{i\text{л,п}}$. Сначала сделаем это для точек A_i корпуса, лежащих над мостами в их плоскости:

$$Z_{Ai} = Z \mp b_{xi}\sin\gamma;$$

$$\dot{Z}_{Ai} = \dot{Z} \mp b_{xi}\cos\gamma\dot{\gamma}.$$

Знак "–" используется для точек, находящихся над мостами, расположенными впереди ц. м. Перемещения и скорости точек $A_{i\text{л,п}}$ определяются по выражениям (здесь и далее первая производная берется по времени):

$$Z_{Ai\text{л,п}} = Z_{Ai} \mp b_{y\text{л,п}}\sin\alpha^{\text{к}}; \quad (18)$$

$$\dot{Z}_{Ai\text{л,п}} = \dot{Z}_{Ai} \mp b_{y\text{л,п}}\cos\alpha^{\text{к}}\dot{\alpha}^{\text{к}}. \quad (19)$$

Здесь отметим, что перемещение $Z_{Ai\text{л,п}}$ является зависимой переменой от Z и γ. Перемещения и скорости точек $B_{i\text{л,п}}$, которые определяют величины перемещений и скоростей колес (катков) в вертикальной плоскости, таковы

$$\xi_{Bi\,\text{л,п}} = \xi_i \mp d'_{yi\,\text{л,п}}\sin\alpha_i^{\text{м}}; \quad (20)$$

$$\dot{\xi}_{Bi\,\text{л,п}} = \dot{\xi}_i \mp d'_{yi\,\text{л,п}}\cos\alpha_i^{\text{м}}.\alpha_i^{\text{м}}. \quad (21)$$

В (18)—(21) знак "–" используется для параметров левого борта. Сжатие и скорость сжатия упругих элементов подвески и шин равны

$$Z_{\text{п}i\text{л,п}} = Z_{Ai\text{л,п}} - \xi_{Bi\text{л,п}}; \quad (22)$$

$$\dot{Z}_{\text{п}i\text{л,п}} = \dot{Z}_{Ai\text{л,п}} - \dot{\xi}_{Bi\text{л,п}}; \quad (23)$$

$$\xi_{\text{ш}i\text{л,п}} = \xi_{Bi\,\text{л,п}} - q_{i\,\text{л,п}}; \quad (24)$$

$$\dot{\xi}_{\text{ш}i\text{л,п}} = \dot{\xi}_{Bi\text{л,п}} - \dot{q}_{i\text{л,п}}. \quad (25)$$

Тогда упруго-демпфирующие силы подвески и шин определятся по (26) и (27) соответственно, а нормальные реакции под колесами по (28):

$$P_{i\text{л,п}} = K_{\text{п}i\text{л,п}}\dot{Z}_{\text{п}i\,\text{л,п}} + C_{\text{п}i\text{л,п}}Z_{\text{п}i\text{л,п}}; \quad (26)$$

$$F_{i\text{л,п}} = K_{\text{ш}i\text{л,п}}\dot{\xi}_{\text{ш}i\,\text{л,п}} + C_{\text{ш}i\text{л,п}}\xi_{\text{ш}i\text{л,п}}; \quad (27)$$

$$R_{zi\text{л,п}} = F_{i\text{л,п}}. \quad (28)$$

При необходимости определения реакции по бортам надо суммировать все i-е слагаемые $R_{z\text{л,п}} = \sum^{n} R_{zi\text{л,п}}$; общая нормальная реакция R_z опорной поверхности под всеми колесами равна $R_z = R_{z\text{л}} + R_{z\,\text{п}}$.

Раскроем выражения (10)—(14), подставив значения внутренних сил из (26) и (27) с учетом (18)—(25), перенесем их в левую часть и получим

$$J^{\text{к}}_{\text{пп}y}\ddot{\gamma} + (\dot{\gamma}\cos\gamma\sum^{n} K_{\text{п}i}d_{xi}b_{xi} + \sin\gamma\sum^{n} C_{\text{п}i}d_{xi}b_{xi} - \dot{Z}F_1 - ZF_2 + \sum^{n} \pm\dot{\xi}_i K_{\text{п}i}d_{xi} + \sum^{n} \pm\xi_i C_{\text{п}i}d_{xi})\cos\gamma = T^{\text{к}}_y; \quad (29)$$

$$m^{\text{к}}\ddot{Z} + \dot{Z}\sum^{n} K_{\text{п}i} + Z\sum^{n} C_{\text{п}i} - \dot{\gamma}\cos\gamma F_3 - \sin\gamma F_4 - \sum^{n} K_{\text{п}i}\dot{\xi}_i - \sum^{n} C_{\text{п}i}\xi_i = G^{\text{к}}; \quad (30)$$

$$J^{\text{к}}_x\ddot{\alpha}^{\text{к}} + [\dot{\alpha}^{\text{к}}\cos\alpha^{\text{к}}\sum^{n}(K_{\text{п}i\text{л}}d_{y\text{л}}b_{y\text{л}} + K_{\text{п}i\text{п}}d_{y\text{п}}b_{y\text{п}}) + \sin\alpha^{\text{к}}\sum^{n}(C_{\text{п}i\text{л}}d_{y\text{л}}b_{y\text{л}} + C_{\text{п}i\text{п}}d_{y\text{п}}b_{y\text{п}}) + \dot{\gamma}\cos\gamma\sum^{n} \pm b_{xi}(K_{\text{п}i\text{л}}d_{y\text{л}} - K_{\text{п}i\text{п}}d_{y\text{п}}) + \sin\gamma\sum^{n} \pm b_{xi}(C_{\text{п}i\text{л}}d_{y\text{л}} - C_{\text{п}i\text{п}}d_{y\text{п}}) - \dot{Z}\sum^{n}(K_{\text{п}i\text{п}}d_{y\text{п}} - K_{\text{п}i\text{л}}d_{y\text{л}}) - Z\sum^{n}(C_{\text{п}i\text{п}}d_{y\text{п}} - C_{\text{п}i\text{л}}d_{y\text{л}}) - \sum^{n}\dot{\alpha}_i^{\text{м}}\cos\alpha_i^{\text{м}}(K_{\text{п}i\text{л}}d'_{yi\text{л}} + K_{\text{п}i\text{п}}d'_{yi\text{п}}) - \sum^{n}\sin\alpha_i^{\text{м}}(C_{\text{п}i\text{л}}d'_{yi\text{л}} + C_{\text{п}i\text{п}}d'_{yi\text{п}}) + \sum^{n}\dot{\xi}_i(K_{\text{п}i\text{л}}d'_{yi\text{л}} - K_{\text{п}i\text{п}}d'_{yi\text{п}}) + \sum^{n}\xi_i(C_{\text{п}i\text{л}}d'_{yi\text{л}} - C_{\text{п}i\text{п}}d'_{yi\text{п}})]\cos\alpha^{\text{к}}\cos\Theta = T^{\text{к}}_x; \quad (31)$$

$$J^{\text{м}}_{xi}\ddot{\alpha}_i^{\text{м}} + \{\dot{\alpha}_i^{\text{м}}\cos\alpha_i^{\text{м}}[d'^2_{yi\text{л}}(K_{\text{п}i\text{л}} + K_{\text{ш}i\text{л}}) + d'^2_{yi\text{п}}(K_{\text{п}i\text{п}} + K_{\text{ш}i\text{п}})] + \sin\dot{\alpha}_i^{\text{м}}[d'^2_{yi\text{л}}(C_{\text{п}i\text{л}} + C_{\text{ш}i\text{л}}) + d'^2_{yi\text{п}}(C_{\text{п}i\text{п}} + C_{\text{ш}i\text{п}})] - \dot{\xi}_i F_5 - \xi_i F_6 - \dot{\alpha}^{\text{к}}\cos\alpha^{\text{к}}\cos\alpha_i^{\text{м}} \times (K_{\text{п}i\text{л}}d'_{yi\text{л}}b_{y\text{л}} + K_{\text{п}i\text{п}}d'_{yi\text{п}}b_{y\text{п}}) - \sin\alpha^{\text{к}}(C_{\text{п}i\text{л}}d'_{yi\text{л}}b_{y\text{л}} + C_{\text{п}i\text{п}}d'_{yi\text{п}}b_{y\text{п}}) + \dot{Z}(K_{\text{п}i\text{л}}d'_{yi\text{п}} - K_{\text{п}i\text{п}}d'_{yi\text{л}}) + Z(C_{\text{п}i\text{л}}d'_{yi\text{п}} - C_{\text{п}i\text{п}}d'_{yi\text{л}}) + (\dot{q}_{i\text{л}}d'_{yi\text{п}} - \dot{q}_{i\text{п}}d'_{yi\text{л}})K_{\text{ш}i} + (q_{i\text{л}}d'_{yi\text{п}} - q_{i\text{п}}d'_{yi\text{л}})C_{\text{ш}i}\}\cos\alpha_i^{\text{м}}\cos\Theta = -T^{\text{к}}_{xi}; \quad (32)$$

$$m_i^{\text{м}}\ddot{\xi}_i + [\dot{\xi}_i(K_{\text{п}i\text{л}} + K_{\text{п}i\text{п}} + K_{\text{ш}i\text{л}} + K_{\text{ш}i\text{п}}) +$$
$$+ \xi_i(C_{\text{п}i\text{л}} + C_{\text{п}i\text{п}} + C_{\text{ш}i\text{л}} + C_{\text{ш}i\text{п}}) + \dot{\alpha}_i^{\text{м}}\cos\alpha^{\text{м}}F_7 +$$
$$+ \sin\alpha_i^{\text{м}}F_8 + \dot{\alpha}_i^{\text{к}}\cos\alpha_i^{\text{к}}(K_{\text{п}i\text{л}}b_{y\text{л}} - K_{\text{п}i\text{п}}b_{y\text{п}}) +$$
$$+ \sin\alpha_i^{\text{к}}(C_{\text{п}i\text{л}}b_{y\text{л}} - C_{\text{п}i\text{п}}b_{y\text{п}}) - \dot{Z}(K_{\text{п}i\text{л}} + K_{\text{п}i\text{п}}) -$$
$$- Z(C_{\text{п}i\text{л}} + C_{\text{п}i\text{п}}) - (\dot{q}_{i\text{л}} + \dot{q}_{i\text{п}})K_{\text{ш}i} -$$
$$- (q_{i\text{л}} + q_{i\text{п}})C_{\text{ш}i}] = g_i^{\text{м}}. \qquad (33)$$

Знаки в (29) и (31) при слагаемых, где фигурируют соответственно плечи d_{xi} и $d_{y\text{л,п}}$, берутся в зависимости от расположения п.п. В (29) если п. п. расположен внутри базы машины, то знак "+" используется для мостов, расположенных впереди п.п., знак "–" — расположенных сзади; если п. п. расположен впереди машины, то для всех слагаемых используется знак "–", если сзади – знак "+". В (31) если п.п. расположен внутри колеи машины, то для всех слагаемых используется знак "–"; если п. п. расположен левее левого борта, то используется знак "–", если правее правого — знак "+".

В (29), (30) присутствуют коэффициенты F_1, F_2, F_3, F_4 и F_5, F_6, F_7, F_8, которые по аналогии с [1] назовем коэффициентами условной связи. Первые четыре связывают колебания корпуса в продольной плоскости, последние четыре — мостов в поперечной. Эти коэффициенты имеют следующий вид:

$$F_1 = \sum^{n} \pm K_{\text{п}i\text{л,п}}d_{xi};\ F_2 = \sum^{n} \pm C_{\text{п}i\text{л,п}}d_{xi};$$
$$F_3 = \sum^{n} \pm K_{\text{п}i\text{л,п}}b_{xi};\ F_4 = \sum^{n} \pm C_{\text{п}i\text{л,п}}b_{xi}; \qquad (34)$$

$$\left.\begin{aligned}
F_5 &= [d'_{yi\text{л}}(K_{\text{п}i\text{л}} + K_{\text{ш}i\text{л}}) - d'_{yi\text{п}}(K_{\text{п}i\text{п}} + K_{\text{ш}i\text{п}})];\\
F_7 &= [d'_{yi\text{л}}(K_{\text{п}i\text{л}} + K_{\text{ш}i\text{л}}) - d'_{yi\text{п}}(K_{\text{п}i\text{п}} + K_{\text{ш}i\text{п}})];\\
F_6 &= [d'_{yi\text{л}}(C_{\text{п}i\text{л}} + C_{\text{ш}i\text{л}}) - d'_{yi\text{п}}(C_{\text{п}i\text{п}} + C_{\text{ш}i\text{п}})];\\
F_8 &= [d'_{yi\text{л}}(C_{\text{п}i\text{л}} + C_{\text{ш}i\text{л}}) - d'_{yi\text{п}}(C_{\text{п}i\text{п}} + C_{\text{ш}i\text{п}})].
\end{aligned}\right\} \qquad (35)$$

Проведем анализ коэффициентов связи F_1—F_4, который качественно не отличается от анализа коэффициентов F_5—F_8.

В доминирующей версии теории подвески [1] при допущении, что колебания корпуса происходит вокруг ц. м., указанные коэффициенты для двухосой машины, что наиболее наглядно, в плоскостной схеме выглядят следующим образом

$$F_1 = F_3 = (K_{\text{п}1}b_{x1} - K_{\text{п}2}b_{x2});$$
$$F_2 = F_4 = (C_{\text{п}1}b_{x1} - C_{\text{п}2}b_{x2}). \qquad (36)$$

С первого взгляда, их достаточно просто обратить в нуль чисто механическим способом путем подбора величин соответствующих параметров, и тогда связь колебаний разрывается. Далее путем качественно аналогичных рассуждений здесь не приводимых полагают, что колебания масс, приходящихся на переднюю и заднюю оси, происходят изолировано. Все это в конечном итоге приводит к тому, что с целью аналитического решения реальную n-опорную схему низводят до одноопорной одномассовой, и исходя из этого затем проводят расчет тех или иных параметров подвески. Также здесь уместно отметить еще одно противоречие в этих рассуждениях. Рассмотрим это на примере коэффициентов F_1, F_3. Дело в том, что при колебаниях вокруг ц. м. гасящие элементы (например, наиболее распространенные гидроамортизаторы) разных осей, работают в противофазе — один на ходе сжатия, другой на ходе отбоя. При несимметричной характеристике величины коэффициентов сопротивления $K_{\text{п}}$ на этих ходах различаются в 5—7 раз. Тогда, для обнуления правой части первого равенства (36) надо, чтобы и расстояния b_{x1} и b_{x2} от ц. м. до первой и задней осей имели такое же количественное отличие, что невозможно. Еще более нелепым выглядит тот же вывод в отношении мостов, когда $d'_{yi\text{л}}$ и $d'_{yi\text{п}}$ должны отличаться в 5—7 раз. Сказанное касается не только коэффициентов F_1, F_3. Величины коэффициентов жесткостей нелинейных подвесок также имеют существенное различие на противоположных ходах, вследствие чего коэффициенты связи F_2 и F_4 механическим способом опять же не могут быть попарно обнулены.

Все это говорит о том, что доминирующая версии теории подвесок в своих ключевых положениях должна быть подвергнута критическому переосмыслению.

Переход к концепции п. п. переводит решение задачи в принципиально иную плоскость. Из (34) видно, что знак под символом суммы в коэффициентах F_1 и F_2 зависит от месторасположения п.п., а в F_3 и F_4 — от месторасположения ц. м. Принципиальное отличие уравнений (29) и (30) от известных [1] состоит в том, что расстояния d_{xi} от осей до п. п. не являются постоянными ($d_{xi} \neq$ const); аналогичный вывод о нестационарности п.п. содержится также и в работе японских авторов "On development of vehicle dynamics by means of a digital computer". SAE — Preprint, 1969, № 690233. Учитывая, что $b_{xi} =$ = const, коэффициенты F_1 и F_3, F_2 и F_4 попарно не могут быть равны нулю в общем случае, и в связи с этим уравнения угловых и линейных колебаний корпуса не могут рассматриваться по отдельности, т. е. эти коле-

бания связаны. Связанность колебаний это негативный фактор, поскольку возбуждение вдоль любой независимой координаты неизбежно приведет к изменению значений других координат, связанных с данной. Физически это означает, что, например, колебания одного моста после проезда препятствия приведут к возбуждению колебаний других мостов и далее корпуса.

Применение численных методов позволяет без купюр использовать расчетную схему (см. рис. 1) и систему (29)—(33). Одним из путей решения задачи является использование бортовой ИУС с обратной связью, когда математическая модель (29)—(33) совместно с моделью ДТУ в режиме реального времени реализуется бортовым процессором с целью определения закона изменения параметров $K_{\text{пi л.п}}$, $C_{\text{пi л,п}}$ с одновременной их оптимизацией по критерию равенство нулю коэффициентов (34). Это означает применение плавно (неступенчато) регулируемой и управляемой подвески в отношении параметров $K_{\text{пi л.п}}$, $C_{\text{пi л,п}}$, но отличием в данном случае является раскрытие конкретного пути ее создания.

Из предыдущего ясно, что ключевым моментом является обоснование концепции нестационарного п. п. Необходимо показать, что п.п. изменяет свое положение в пространстве, обуславливая тем самым изменение расстояний d_{xi}. Для упрощения сделаем это в отношении плоскостной модели колебаний корпуса в продольной плоскости. Обратимся к рис. 2, на котором изображены два положения корпуса AB в соседние моменты времени — начальное и текущее (индексы "о" и "т"). Рассмотрим отдельно фазы углового и линейного перемещения корпуса AB в его плоскопараллельном движении. Пусть в начальный момент времени корпус повернулся вокруг ц. м. с координатами $X_{\text{о}}$, $Z_{\text{о}}$ и занял положение, отмеченное штрих-пунктиром. Затем корпус сместился параллельно самому себе и занял положение $A_{\text{т}}B_{\text{т}}$, образовав точку пересечения — это и есть п. п., кото-

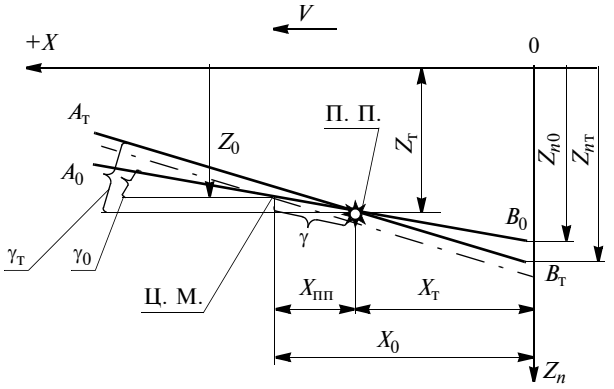


Рис. 2. К определению положения полюса поворота

рый переместился из точки с координатами $X_{\text{о}}$, $Z_{\text{о}}$ в точку $X_{\text{т}}$, $Z_{\text{т}}$ и вокруг которого в следующий момент времени повернется корпус. (В скобках заметим, что теория плоскопараллельного движения не предполагает фазу поворота исключительно вокруг ц. м.) Далее корпус опять переместится параллельно самому себе, образуя новое положение п.п., повернется вокруг него, и т. д., но при этом каждое последующее положение п.п. никогда не совпадет с предыдущим. Таким образом показано, что п. п. изменяет свое положение в пространстве, находясь в точке пересечения двух соседних положений корпуса. В итоге, задача нахождения координат п. п. сводится к определению точки пересечения двух прямых. Выберем оси координат: ось X направим по линии О—О, а ось Z_n — вдоль линии сжатия Z_n; в плоскостной модели в линию О—О вырождается плоскость П; здесь индекс n — номер последней оси. Тогда (см. рис. 2) система двух уравнений прямой запишется в виде

$$\left.\begin{aligned} Z_{\text{т}} &= Z_{n\text{о}} - \text{tg}\gamma_{\text{о}} X_{\text{т}}; \\ Z_{\text{т}} &= Z_{n\text{т}} - \text{tg}\gamma_{\text{т}} X_{\text{т}}, \end{aligned}\right\} \qquad (37)$$

где знак "–" необходим для учета знака угла γ. Так как параметры $Z_{n\text{о}}$, $\gamma_{\text{о}}$, $Z_{n\text{т}}$, $\gamma_{\text{т}}$ в каждый момент времени известны, нетрудно определить координаты $Z_{\text{т}}$ и $X_{\text{т}}$, разности $(Z_{\text{т}} - Z_{\text{о}})$ и $(X_{\text{т}} - X_{\text{о}})$ и расстояние r от ц. м. до п. п.:

$$r = \sqrt{\left(Z_{\text{т}} - Z_{\text{о}}\right)^2 + \left(X_{\text{т}} - X_{\text{о}}\right)^2}, \qquad (38)$$

через которое в (10) вычисляются момент инерции корпуса относительно п. п.

$$J_{\text{пп}} = J_{\text{цм}} + m^{\text{к}} r^2 \qquad (39)$$

и рычаги сил момента $T_y^{\text{к}}$. Но главное то, что параметр r используется для переопределения расстояний

$$d_{xi} = r \mp b_{xi}, \qquad (40)$$

причем знак "–" используется, если п.п. расположен впереди ц.м., и наоборот; в случае $r < b_{xi}$ расстояние d_{xi} берется по модулю. Отметим, что в теоретическом плане речь идет о введении новых зависимых переменных d_{xi}, которые являются согласно (37), (38) и (40) функциями γ и Z; в этом смысле d_{xi} абсолютно равновесомы $Z_{Ai\text{л,п}}$ из (18).

Оценим пределы смещения п. п., так как если бы оно было лишь вблизи ц. м., то проблема непостоянства п. п. имела бы чисто теоретический интерес. На рис. 3 представлено изменение координаты $X_{\text{пп}} = (X_{\text{т}} - X_{\text{о}})$ (см. рис. 2), характеризующей положение п. п. относительно ц. м. в горизонтальной плоскости для автомобиля 6 × 6 массой 7,5 т при разгоне на первой передаче. В целях корректности рас-

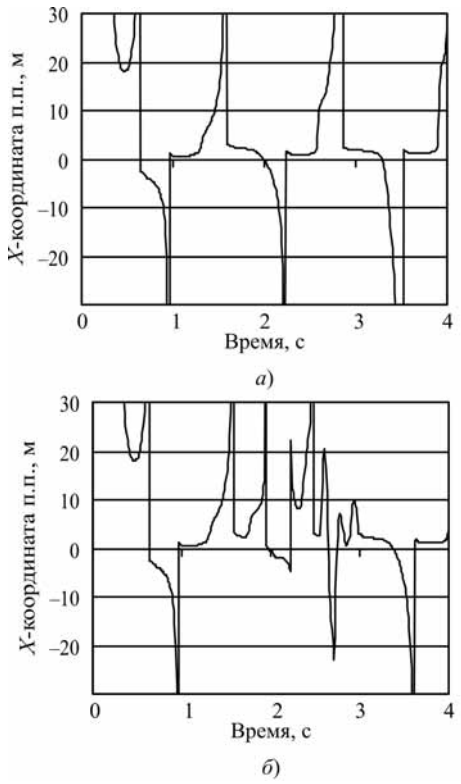


Рис. 3. Иллюстрация изменения положения п. п. в пространстве:

а — движение по ровной дороге; *б* — движение через неровность

четного эксперимента подвеска и ее схема взяты симметричными (средняя опора совпадает с ц. м.), поскольку иное провоцирует большую интенсивность колебательного процесса.

Как видно из рис. 3, *а*, п.п., строго говоря, никогда не совпадает с ц. м. — пересечение графика $X_{пп} = f(\tau)$ с нулевой ординатой, соответствующей неизменяющейся горизонтальной координате ц.м., не может считаться устойчивым положением системы. Около 32 % времени п. п. располагается в пределах базы машины (координата $X_{пп}$ лежит внутри базы при своих значениях ±2,3 м). Все остальное время п. п. находится вне базы или на значительном удалении от нее (это видно по пикам, уходящим вверх и вниз), посуществу, стремясь к бесконечности, если иметь в виду соотношение величины координаты $X_{пп}$ и длины базы. В пиковой точке корпус изменяет на противоположное направление своего вращения, а п.п. перекладывается, причем, при подходе к этой точке угловое движение корпуса замедляется, и в соседние моменты времени он почти параллелен самому себе, чем и объясняется уход в "бесконечность" координаты $X_{пп}$. В период трогания с места ($\tau < 0{,}3$ с) при интенсивных колебаниях в трансмиссии $X_{пп} > 30$ м, и поэтому при $\tau < 0{,}3$ с кривая процесса на графике отсутствует.

При проезде выпуклой полусинусоиды высотой 0,2 и длиной 1 м, начинающемся при $\tau = 1{,}7$ с, п. п. находится внутри базы машины по времени еще меньше — это наглядно видно из рис. 3, *б*. Поэтому дальнейший анализ этих рисунков не представляет интереса.

Движение по идеализированной ровной дороге не может дать представления о реальных процессах, протекающих в подвеске. Описываемая модель позволяет "подстелить" под машину как одиночные, так и повторяющиеся препятствия различного профиля. Все они делятся на две неравные группы: первую из них представляет только одна неровность — это полуволна синусоидального профиля

$$q = \pm H_н \sin(\pi s / S_н), \qquad (41)$$

где $H_н$ и $S_н$ — высота и длина неровности; s — текущее значение пути, проходимого центром колеса; в соответствии с положительным направлением координаты q (см. рис. 1) знак "+" соответствует впадине, а знак "–" — выпуклости. Остальные неровности представляют другую группу, причем все они задаются с помощью кусочно-линейной аппроксимации (рис. 4).

Обсудим два процесса переезда через единичную неровность, геометрические параметры которой те же, что и при построении на рис. 3, *б*. На рис. 5, *а*, показана расчетная зависимость протекания опорных реакций R_{zi} по представленной модели с учетом связи с трансмиссией, изменения структуры, смещения п.п., синуса угла γ и т. д. На рис. 5, *б*, дана зависимость, полученная при тех же условиях, но п. п. совпадает с фиксированным ц. м. Для обоих рисунков: переезд неровности начинается в момент времени 2,9 с и заканчивается при 3,8 с; профиль неровности показан в верхней части диаграммы; каждый пик реакции соответствует наезду колеса i-й оси на неровность — первый пик соответствует наезду колеса первой оси, второй — наезду колеса второй оси и т. д. Сравним качественный характер этих процессов.

Прежде всего, отметим различный характер протекания кривых при $\tau < 2{,}9$ с, т. е. до начала преодоления препятствия. В этот период изменение реакций определяется исключительно реактивным моментом, передающимся от трансмиссии и имеющим

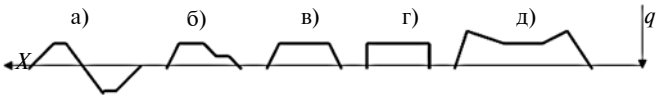


Рис. 4. Кусочно-линейная аппроксимация: примеры профиля неровностей

колебательный характер. При этом реакции крайних осей будут динамически перераспределяться (находиться в противофазе), т. е. в некоторые моменты времени $R_{z1} > R_{z3}$, а в другие наоборот $R_{z1} < R_{z3}$, однако на рис. 5, *б* эти реакции изменяются в фазе, что противоречит физике процесса. И в то же время на рис 5, *а*, эта особенность четко отражена. Второй принципиальный момент заключается в том, что максимальная величина реакции R_{z2} средней опоры должна быть больше максимумов величин реакций крайних опор. Это объясняется тем, что при проезде колеса средней оси по неровности крайние колеса частично вывешиваются, а центральная опора воспринимает как свою массу, так и некоторую массу соседних опор. Но на рис. 5, *б*, этот факт не отражен, а значение R_{z2} по максимуму занимает промежуточное положение между R_{z1} и R_{z3}, в то время, как вновь

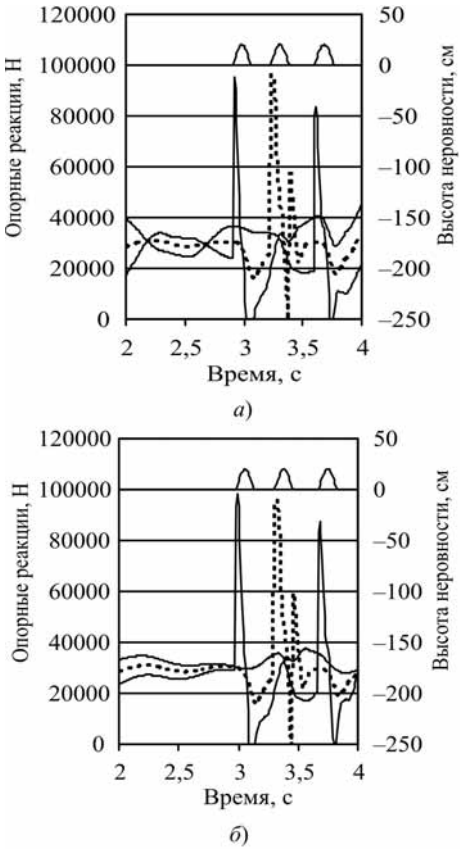


Рис. 5. Изменение опорных реакций машины 6 × 6 массой 7,5 т при проезде синусоидальной выпуклой неровности в тяговом режиме на первой передаче:

а — п. п. плавает в пространстве; *б* — п. п. совпадает с ц. м. Для обоих рисунков: тонкая линия — R_{z1}, пунктирная — R_{z2}, толстая линия — R_{z3}

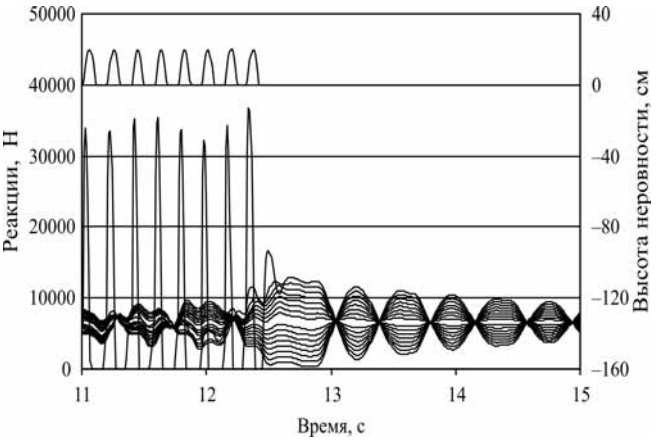


Рис. 6. Проезд неровности 16-осной машиной

эта качественная закономерность проявляется на рис. 5, *а*. Есть и другие важные отличия, но и этих примеров достаточно, чтобы констатировать: модель подвески с нестационарным п.п. вносит не только количественные уточнения, но и существенно точнее отражает физическую основу процессов.

Рис. 6 подтверждает реализацию модели в отношении 16-осной машины, о чем заявлялось в концепции, с гипотетическими параметрами при переезде синусоидальной выпуклости высотой 20 и длиной 80 см. Причем, показан конец процесса, когда неровность преодолевают 8 последних осей. Это сделано для того, чтобы показать не только собственно переезд неровностей, но и затухание колебаний после проезда. Учитывая гипотетичность машины, количественный анализ рисунка не имеет смысла. В то же время качественная картина чередования пучностей и узлов дает возможность оценки различных физических процессов, а также демпфирующих свойств машины.

Как известно, подвеска предназначена для связи колес или мостов с рамой, обеспечения плавности хода и гашения колебаний после проезда препятствия. Количественно плавность хода оценивается перемещениями, скоростями, ускорениями и т. д. соответствующих точек корпуса; мощностью колебаний, их продолжительностью и т. д. Существует и группа физиологических показателей, в которой наиболее адекватным можно считать собственную частоту колебаний корпуса. Для человеческого организма привычна частота около 1 Гц.

На рис. 7 показаны зависимости протекания величин опорных реакций под колесами разных бортов каждого моста автомобиля МАЗ-5335 массой 14 950 кг (пояснения в подрисуночных надписях). Как видим, здесь наглядно прослеживается двухчастотный характер собственных колебаний системы

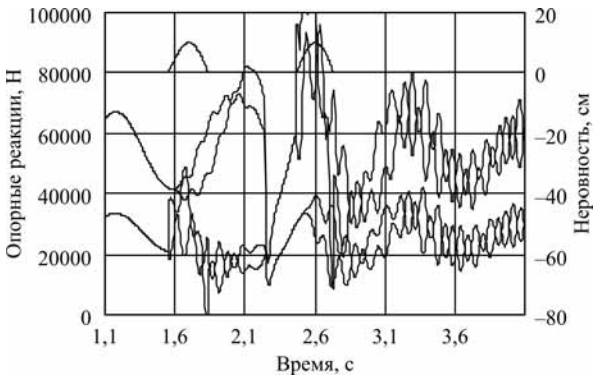


Рис. 7. Опорные реакции колес автомобиля МАЗ-5335:

неровность — полусинусоида высотой 0,1 и длиной 1,2 метра; тонкие кривые — реакции под колесами левого борта; две кривые с большими значениями ординат — реакции заднего моста; неровность преодолевается колесами левого борта; реакция содержит скоростную составляющую; полностью симметричная в поперечной плоскости схема подвески

корпус—мосты с наложением высокочастотных колебаний мостов на низкочастотные колебания корпуса. Из рисунка видно, что линейная частота собственных колебаний мостов, которые начинаются после проезда препятствия задним колесом, составляет около 8 и 9 Гц для переднего и заднего мостов соответственно, а корпуса — 1,6 Гц, что не расходится с общеизвестными данными (частоты корпуса современных автомобилей равны 1—3 Гц, мостов 7—12 Гц).

Задача определения собственных частот колебаний корпуса применительно к *пространственной модели* до сего времени не рассматривалась. Это связано с тем, что колебания этой массы в продольной и поперечной плоскостях, как отмечалось, считают протекающими независимо. Но при анализе коэффициентов связи уравнений (29)—(33) показано, что это не так, и эти колебания по отдельности не протекают. Таким образом, методику построения и анализа кривых на рис. 7 можно считать методикой определения физиологического (частотного) показателя плавности хода *для пространственной модели*.

Расчет других вышеперечисленных кинематических показателей производится по формулам (18), (19) и двум предшествующим им, где расстояние b берется до нужной точки корпуса. Ускорения определяются по формулам $\ddot{Z}_{Ai} = \ddot{Z} \pm b_{xi}\sin\gamma\dot{\gamma}\ddot{\gamma}$, $\ddot{Z}_{Ai\,л,п} = \ddot{Z}_{Ai} \pm b_{ул,п}\sin\alpha^{к}\dot{\alpha}^{к}\ddot{\alpha}^{к}$; если требуется определить скорость ускорений, ускорение ускорений и т. д., то надо от этих выражений взять производную соответствующего порядка. Зная силы (моменты) и перемещения (скорости), нетрудно определить мощность N колебаний: $N = A/\tau_к$, здесь работа A сил, вызывающих перемещение в искомой точке, определяется как интегральная сумма, $\tau_к$ — продолжительность процесса. Например, если необходимо вычислить N в точках $A_{iл,п}$ (рис. 1), то расчетная формула трансформируется к виду

$$N_к = \left(\sum_0^{\tau_к} P_{i\,л,п\,ср}\Delta Z_{Ai\,л,п}\right)/\tau_к,$$

где среднеарифметическое значение силы $P_{iл,п}$ берется по (26) за время $\Delta\tau$, равное шагу интегрирования, а изменение $\Delta Z_{Aiл,п}$ перемещения точек $A_{iл,п}$ — в соответствии с (19); если требуется определить N в произвольной точке корпуса, то, как указывалось выше, следует подставить соответствующие расстояния b_x в $Z_{Ai} = Z \mp b_{xi}\sin\gamma$ и b_y в (19).

Рамки журнальной статьи не позволяют раскрыть все особенности разработки модели плавности хода. В частности, за кадром остались такие вопросы, как уравнения независимой подвески, структурные состояния, алгоритм переезда нескольких препятствий и т. д. Все это можно найти в [2].

Выводы

1. Разработана динамическая пространственная модель подвески сложноструктурированной механической системы. Модель описывает связанные вертикально-угловые колебания масс в продольной и поперечной плоскостях.

2. Дана критическая оценка доминирующей версии [1] теории подвески и вскрыты противоречия между основными положениями этой версии и реальностью. Показано, что все независимые координаты связаны между собой, и возмущение любой из них вызывает колебания всей системы масс. Это отрицательное явление не может быть устранено путем механического подбора величин жесткостных и демпфирующих параметров и расстояний от осей до ц. м.

3. Научная ценность. Предложены теоретические принципы создания регулируемой и управляемой подвески, причем зависимости, положенные в основу регулирования, должны учитывать структуру коэффициентов связи, имея в виду динамическое непостоянство их членов.

4. Практическая ценность. Модель реализована численным методом. Показано ее отличие, позволяющее проектировать подвески на более высоком уровне адекватности оценки физических процессов, протекающих при колебаниях масс системы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ротенберг Р. В.** Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
2. **Блинов Е. И.** Основы динамической теории автомобиля: Учеб. для вузов. — М.: МГУПИ, 2007. 210 с.

УДК 541.67

В. С. Антипенко, канд. техн. наук, МИИТ, **А. А. Ходяков**, канд. хим. наук,
Р. Х. Абу-Ниджим, канд. техн. наук, РУДН, Москва
E-mail: antipenkovs@mail.ru

ДИАГНОСТИКА ХИМИЧЕСКОЙ АКТИВНОСТИ АНТИФРИЗА

Методом термоактивационной токовой спектроскопии проведена оценка химической активности антифризов (степени агрессии охлаждающей жидкости как растворителя по отношению к резине). Установлено, что химическая активность антифриза связана как с температурой охлаждающей жидкости, так и с водородным показателем среды.

Ключевые слова: *антифризы, набухание резины, поляризация, химическая активность антифризов.*

Одним из важных показателей антифризов, который нормируется ГОСТом 28084—89, является набухание резины. Определение набухания резины проводят по ГОСТу 9.030 гидростатическим методом, используя резины марок 57-5006 класса ТРП, 57-7011 класса ТРП-160. Образцы резины, помещенные в антифризы, нагревают при температуре 100 ± 2 °С в течение 70 ч. Нормируемое изменение объема образца после воздействия на него среды антифриза не должно превышать 5 % [1].

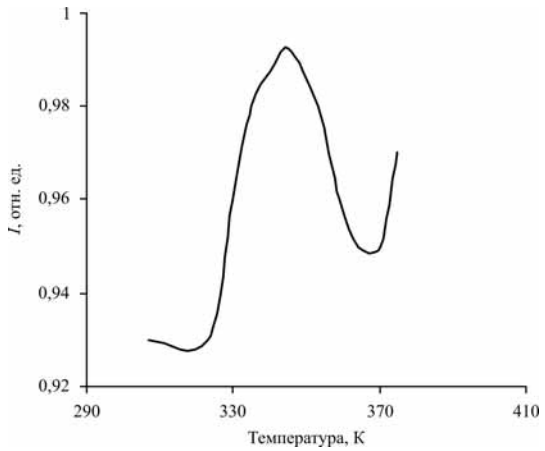
В данной работе для определения химической активности антифризов предлагается использовать резину, которая во внешнем электрическом поле поляризуется (электризуется). При этом химическую активность — степень агрессии антифриза как растворителя можно оценить по изменению сигнала, детектируемого при отжиге поляризованного в электрическом поле образца резины.

Объектами исследования при изучении процесса набухания была взята резина, в которой наблюдался эффект поляризации. Габаритные размеры образцов резины (плоско-параллельные образцы) не превосходили $1{,}5 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-2} \cdot 1{,}4 \cdot 10^{-3}$ [м].

Поляризацию исходных образцов резины и резины после воздействия на нее антифриза проводили (на воздухе) посредством воздействия на объекты исследования постоянного электрического поля напряженностью $\sim 10^6$ В · м$^{-1}$ при температуре 70 °С в течение 0,2 ч. Далее образцы охлаждали (не снимая поля) до комнатной температуры. Контроль наличия в образцах эффекта поляризации (после указанной ранее процедуры) проводили, измеряя токи деполяризации (термостимулированные токи короткого замыкания — ТТКЗ) в режиме линейного нагревания (от 20 до ~150 °С) объектов исследования со скоростью ~5—6 град · мин$^{-1}$ [2, 3]. В экспериментах использовали блокирующие электроды.

Исследовали антифризы AGA-Z65 и FEBI BILSTEIN № 19400. В состав изученных охлаждающих жидкостей входят моноэтиленгликоль, дистиллированная вода, комплекс функциональных присадок, флуоресцирующий краситель. Образцы резины контактировали с антифризами (объем жидкости составлял 15 мл) в течение 8—72 ч при температуре 20—100 °С. Значение pH охлаждающих жидкостей соответствовало нормативному показателю и составляло ~8—9. Кроме того, для определения химической активности антифризов при изменении их водородного показателя испытывали также жидкости с pH ≅ 5,3. В качестве реагента нейтрализатора избытка щелочи в антифризах использовали уксусную кислоту. Перед подачей на образцы (после их контакта с жидкостями) постоянного электрического поля их тщательно высушивали.

На рисунке представлен спектр термостимулированного тока короткого замыкания в образцах после их контакта с антифризами в течение 17—72 ч при 20 °С. Аналогичный сигнал детектируется в исходных образцах и резине после ее контакта при 20 °С с жидкостями с pH ≅ 5,3 в течение 24 ч.



Спектры термостимулированного тока (I, отн. ед.) короткого замыкания в образцах, контактирующих с антифризами в течение 17—72 ч при 20 °С

Из хода зависимости тока от температуры следует, что экстремальное значение тока деполяризации наблюдается при температуре 344 К (см. рисунок). Идентичность спектров токов деполяризации в исходных образцах и резине, контактирующей при 20 °С длительное время с охлаждающими жидкостями, свидетельствует, что степень агрессии антифризов при нормальных условиях весьма низкая. Такой же вывод можно сделать и для жидкостей с pH ≅ 5,3.

В образцах, контактирующих с антифризами при 80—100 °С, на кривых токов деполяризации экстремальных значений термотока не наблюдается (время контакта жидкостей с резиной 24 ч). Аналогичный результат был получен и при отжиге образцов, которые контактировали при 20 °С (время контакта 72 ч) с жидкостями с pH ≅ 5,3. Такая одинаковость результатов опытов свидетельствует, что температура и кислая среда охлаждающих жидкостей оказывают влияние на химическую активность антифриза. Причем фактор времени существенен в случае воздействия на резину жидкостей с pH ≅ 5,3 при 20 °С. После контакта резины с указанными жидкостями в течение 24 ч спектр токов деполяризации не претерпевает изменений и остается таким же, как и в исходных образцах, а после контакта в течение 72 ч на кривых токов деполяризации экстремальных значений термотока не наблюдается.

Из анализа результатов опытов, проведенных при температурах 80—100 °С, может создаться впечатление, что отсутствие экстремальных значений термотока на зависимостях тока от температуры связано не только с действием на образцы среды антифриза, но и с непосредственным воздействием на резину тепла. Поэтому были проведены эксперименты с образцами резины, отожженными при ~100 °С на воздухе в течение 24 ч. В этих поляризованных образцах, как показали опыты, детектируется сигнал термотока, идентичный спектру, представленному на рисунке, т. е. тепловое воздействие за указанное время не оказывает влияние на структуру резины. Следовательно, температура приводит к росту степени агрессии антифриза.

Таким образом, химическая активность антифриза связана как со временем контакта резины с охлаждающей жидкостью, так и с температурой и водородным показателем среды. Полученные для разных антифризов одинаковые данные свидетельствуют, что степень агрессии охлаждающей жидкости как растворителя не определяется присутствующем в исследованных антифризах пакетом присадок, а обусловлена веществом-основой, — моноэтиленгликолем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Межгосударственный стандарт.** Жидкости охлаждающие. Низкозамерзающие. М.: Стандартинформ, 2007. 17 с.
2. **Гороховатский Ю. А., Бордовский Г. А.** Термоактивационная токовая спектроскопия высокоомных полупроводников и диэлектриков. М.: Наука, 1991. 248 с.
3. **Ходяков А. А., Бендик М. М., Антипенко В. С.** Поляризация образцов резины протектора шины // Материалы международной конференции и российской научной школы "Системные концепции в экономике, науке, технике и экологии". Москва—Сочи. 2010. С. 80—87.

Камазы для Урала

"КАМАЗ" принял участие в Уральском автосалоне "Авто-2015. Коммерческий транспорт" в Челябинске.

Наибольший интерес вызвал новый бортовой магистральный КАМАЗ-65207 с двигателем Daimler мощностью 401 л.с. и комфортабельной кабиной. Также в Челябинске демонстрировался газомоторный самосвал КАМАЗ-6520 PG (6 × 4) и вахтовый грузопассажирский автомобиль КАМАЗ-43118-42 с КМУ ИМ-95, предназначенный для перевозки дежурной бригады и погрузки-разгрузки различных грузов.

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 621.444.2

Х. И. Акчурин, канд. техн. наук, доцент, Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет (ННГАСУ)
E-mail: nmo@nngasu.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДОБАВЛЕНИЯ ВОДЫ В ТОПЛИВНУЮ СМЕСЬ НА ПОВЫШЕНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И ДАВЛЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В статье изложены материалы по определению допустимых степени сжатия и давления наддувочного воздуха при охлаждении рабочего тела внутри цилиндра впрыскиванием воды во впускной воздух, а также работе двигателя без детонации.

Ключевые слова: *степень сжатия, давление наддувочного воздуха, максимальные температура и давления, октановое число топлива, детонация, размер капель, коэффициент избытка воздуха, эффективный КПД.*

Целью исследования является определение допустимых степени сжатия ε и давления наддувочного воздуха P_K без увеличения октанового числа топлива (О.Ч.) в бензиновых двигателях благодаря подаче воды в топливную смесь.

Известно, что в результате добавления воды в бензин или в воздух, происходит снижение требования к октановому числу топлива [1—3], что позволяет повысить как степень сжатия двигателя ε, так и давление надувочного воздуха P_K. В первом случае осуществляется значительное увеличение экономичности и КПД двигателя при небольшом повышении его мощности. Во втором случае происходит, в основном, повышение мощности двигателя при почти незаметном улучшении его экономичности и повышении КПД благодаря увеличению количества рабочего тела в результате испарения воды из горючей смеси.

В работе [4] отмечается возникновение детонации в результате самовоспламенения последней части рабочего заряда, до которой фронт пламени от свечи доходит в последнюю очередь. Перечисляется ряд факторов, оказывающих существенное влияние на это воспламенение. Это октановое число топлива, угол опережения зажигания, состав смеси, ε и P_K, а также плохие условия охлаждения зоны, где происходит детонация. К сожалению, в настоящее время отсутствует достаточно стройная теория, которая могла пояснить и описать сам факт детонации в бензиновых двигателях.

Опубликованные различные неодинаковые экспериментальные данные по уменьшению требования к О.Ч. при добавлении относительного количества воды g_{H_2O} к топливу и воздуху [1—3]. Знание О.Ч. топлива позволяет определить увеличение степени сжатия [5].

Экспериментальные результаты повышения P_K в зависимости от g_{H_2O} при бездетанационной работе двигателя тоже имеют неодинаковый характер изменения.

В первом и во втором случаях причина может быть скрыта как в химических, так и в физических факторах, оказывающих влияние на результаты экспериментов. Проведенные исследования академиками Е. А. Чудаковым и И. А. Варшавским механизма воздействия воды на процесс горения методом меченых атомов показали, что причину уменьшения требования к октановому числу топлива надо искать не в химических процессах, а в физических и, в частности, в качестве распыливания воды [1, 2] при корректных экспериментах, конкретно, в размере капель, которые в зависимости от их диаметра при горении топлива могут испаряться полностью или частично. Следовательно, при этом может про-

изойти различное снижение максимальной температуры газов T_Z. При полном испарении произойдет бóльшее снижение T_Z, а при частичном — меньшее. Влияние максимальной температуры газов как на скорость химических реакций, так и возникновение детонации, известно давно. Поэтому причину изменения требования к октановому числу топлива надо искать в уменьшении или увеличении T_Z вследствие различного количества испарившейся воды. К этому еще надо добавить, что не только изменение T_Z, но и снижение или увеличение максимального давления газов тоже сказывается на возникновении детонации в двигателях, что подтверждается практикой.

В экспериментах, в которых наблюдается наибольшее снижение О.Ч. топлива происходит наибольшее испарение капель воды $\upsilon_{ис} = 1$ при изохорном подводе теплоты, а в тех опытах, в которых $\upsilon_{ис} < 1$ О.Ч. снижается на меньшую величину. Между $\upsilon_{ис} = 1$ и $\upsilon_{ис} > 0$ находятся промежуточные значения количества испарившейся воды.

Для традиционного двигателя 4Ч 7,6/7,5 при частоте вращения коленчатого вала $\omega = 2600$ мин$^{-1}$ (43,3 1/с) и коэффициентах избытка воздуха $\alpha = 0{,}93$ и 1,08, определили $g_{H_2O} = 0 \div 0{,}25$ и опытов с наибольшим снижением О.Ч. ($\upsilon_{ис} = 1$) допустимые степени сжатия, затем производили расчеты показателей рабочего процесса по разработанной математической модели [6]. Определялось наибольшее снижение максимальной температуры газов на единицу повышения максимального давления сгорания $\Delta T_Z/\Delta P_Z$. После этого обрабатывались опыты с наименьшими снижениями О.Ч. и меньшими степенями сжатия, только при этом подбирались такие значения $\upsilon_{ис}$, при которых совпадали значения $\Delta T_Z/\Delta P_Z$, вычисленные при $\upsilon_{ис} = 1$ с определенными значениями, рассчитанными $\upsilon_{ис} < 1$. В результате расчетов, при изменении g_{H_2O} от 0 до 0,25 и $\alpha = 0{,}93$, получилось $\upsilon_{ис} = 0{,}4 \div 0{,}5$, а при $\alpha = 1{,}08$ $\upsilon_{ис} = 0{,}3 \div 0{,}4$, а также подтвердилось предположение о том, что характер изменений О.Ч. топлива зависит от количества испарившейся воды при горении топлива около в.м.т., которое связано с качеством распыливания (размером капель). Кроме этого, изменения T_Z и $P_Z = f(g_{H_2O})$ позволяют определить значения $\Delta T_Z/\Delta P_Z$, при которых отсутствует детонация в двигателе.

При подаче воды в горючую смесь возникают условия, при которых становится возможным увеличивать мощность двигателя повышением давления наддувочного воздуха без изменения октанового числа бензина. Для получения еще большей информации по влиянию изменений T_Z и P_Z на бездетанационную работу двигателя были обработаны эксперименты по допустимому изменению давления наддувочного воздуха P_K в зависимости от количества добавляемой воды к воздуху g_{H_2O}. Обработка экспериментальных данных $P_K = f(g_{H_2O})$ производилась аналогично, как и опытных данных по изменению допустимого ε в зависимости от g_{H_2O}. Бóльшие изменения P_K получились для $\upsilon_{ис} = 1$ как при $\alpha = 0{,}93$, так и $\alpha = 1{,}08$. Меньшие P_K составили при меньших значениях $\upsilon_{ис} = 0{,}6 \div 1{,}0$. Получившиеся T_Z и $P_Z = f(g_{H_2O})$ позволили определить значения $\Delta T_Z/\Delta P_Z$, при которых исчезает детонация в двигателе.

Полученные выше результаты показали, что при подаче воды в топливную смесь и устранении детонации как снижением ε, так и уменьшением P_K, если P_Z увеличивается, то снижается T_Z, т. е. существует определенная связь между снижением T_Z и повышением $P_Z(\Delta T_Z/\Delta P_Z)$ при впрыскивании воды g_{H_2O} в топливную смесь.

При отсутствии подачи воды устранение детонации можно еще производить изменением P_K при различных α, степенях сжатия и углах опережения зажигания, а также дросселированием газов во впускном коллекторе при различных ε [3]. Все эти случаи были изучены и обработаны с помощью математической модели [6] с целью определения $\Delta T_Z/\Delta P_Z$ для каждого конкретного эксперимента.

Анализ вышеперечисленных исследований, в которых при повышении P_Z детонация устранялась уменьшением T_Z, позволили построить графики понижения максимальной температуры газов на еди-

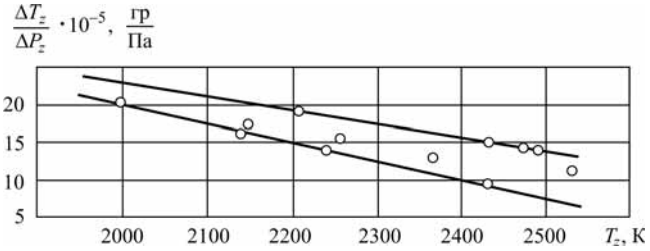


Рис. 1. Понижение максимальной температуры газов на единицу повышения максимального давления газов для устранения детонации $\Delta T_z/\Delta P_z$ в зависимости от максимальной температуры газов T_z

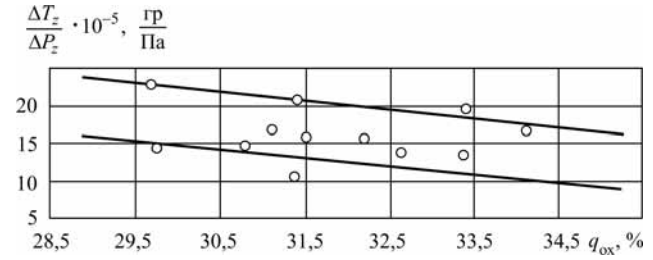


Рис. 2. Понижение максимальной температуры газов на единицу повышения максимального давления газов для устранения детонации $\Delta T_z/\Delta P_z$ в зависимости от доли количества теплоты, теряемой в систему охлаждения $q_{ОХ}$

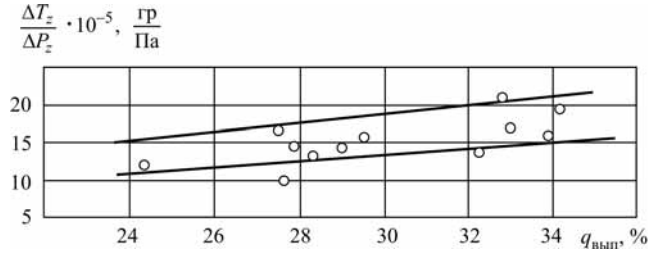


Рис. 3. Понижение максимальной температуры газов на единицу повышения максимального давления газов для устранения детонации $\Delta T_z/\Delta P_z$ в зависимости от доли количества теплоты, теряемой с выпускными газами $q_{ВЫП}$

ницу повышения максимального давления сгорания $\Delta T_Z/\Delta P_Z^{Ф}$ в зависимости от значения T_Z (рис. 1), потерь теплоты в систему охлаждения $q_{ОХЛ}$ (рис. 2) и с выпускными газами $q_{ВЫП}$ (рис. 3). Большой разброс точек получился вследствие неучтенных неизвестных факторов. С увеличением значения T_Z средние значения $\Delta T_Z/\Delta P_Z^{Ф}$ уменьшаются. Большие значения $\Delta T_Z/\Delta P_Z^{Ф} = f(T_Z)$ относятся к экспериментам с меньшими значениями $q_{ОХЛ}$ и с большими величинами $q_{ВЫП}$, т. е. для опытов с повышенной теплонапряженностью двигателя. Меньшие значения $\Delta T_Z/\Delta P_Z^{Ф} = f(T_Z)$ характерны для экспериментов, в которых значения $q_{ОХЛ}$ получались наибольшими, а значения $q_{ВЫП}$ наименьшими, т. е. для тех случаев, в которых теплонапряженность двигателя была наименьшей. С уменьшением значений $q_{ОХЛ}$, т. е. с возрастанием теплонапряженности двигателя значения $\Delta T_Z/\Delta P_Z^{Ф}$ увеличиваются (см. рис. 2), причем, бóльшие значения относятся к опытам, в которых значения T_Z были наименьшими, меньшие величины — к экспериментам с более высокими T_Z. С возрастанием значений $q_{ВЫП}$ значения $\Delta T_Z/\Delta P_Z^{Ф}$ возрастают вследствие повышения теплонапряженности двигателя, причем, бóльшие значения относятся к экспериментам, в которых значения T_Z были наименьшими, а меньшие величины — к опытам с большими значениями T_Z.

Полученные результаты и построенные графики на рис. 1—3 позволяют произвести расчеты по повышению степени сжатия или давления наддувочного воздуха без увеличения октанового числа топлива, но с охлаждением рабочего тела внутри цилиндра распыливанием воды во впускном воздухе и утилизаций теплоты отработавшего масла и продуктов сгорания. Проведенные расчеты показали, что максимальный эффективный КПД такого двигателя (ЗМЗ-4062.10) может возрасти до 58 %, при работе по внешней скоростной характеристике [6] с $\varepsilon = 14$, $\alpha = 1{,}1$ без детонации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ефремов П. К.** К вопросу о дополнительном питании тепловых двигателей водой / П. К. Ефремов // Защита воздушного бассейна от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств. — Харьков, 1977. — Т. 1. — С. 221—261.
2. **Ефремов П. К.** Работа двигателей внутреннего сгорания на бензоводных растворах / П. К. Ефремов // Защита воздушного бассейна от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств. — Харьков, 1977. Т. 1. — С. 262—284.
3. **Добрынин А. А.** Детонация в двигателях / А. А. Добрынин. — [Б.м.]: [б.и.], 1949. — 58 с.
4. **Мотлохов А. В.** К вопросу о причинах детонации в двигателях с искровым зажиганием / А. В. Мотлохов // Автомобильный транспорт. — 2006. — № 18. — С. 110—113.
5. **Автомобильные двигатели** / В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов [и др.]. — М.: Машиностроение, 1967. — 496 с.
6. **Пат. 2472023 Российская Федерация**, МПК[7] F 01 K 23/14, F 02 B 47/02, 75/10. Способ работы и устройство комбинированного двигателя с двухфазным рабочим телом на базе поршневого двигателя внутреннего сгорания (варианты) / Х. И. Акчурин, М. А. Миронычев, А. Д. Зорин, Е. Н. Каратаев. — № 2009111735/06 (016001); заявл. 30.03.09; опубл. 10.10.10, Бюл. № 28. — 62 с.

УДК 656.132.039:004

В. А. Максимов, д-р техн. наук, профессор, МАДИ, e-mail: vamaximov57@mail.ru,
Р. И. Исмаилов, канд. техн. наук, e-mail: 14av_park@mtu-net.ru,
П. В. Максимов, инженер, **А. А. Назаров**, канд, техн. наук, **Г. В. Сидельников**, канд. техн. наук,
ГУП "Мосгортранс"

ПОРЯДОК СПИСАНИЯ ЛИНЕЙНЫХ АВТОБУСОВ, ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ В ФИЛИАЛАХ ГУП "МОСГОРТРАНС"

В статье рассмотрена рациональная процедура списания линейных автобусов, эксплуатируемых в филиалах ГУП "Мосгортранс".

Ключевые слова: *линейные автобусы, основные средства, предельное техническое или физическое состояние, восстановительный ремонт, транспортное средство, предприятие, балансовая стоимость, остаточная стоимость.*

В эксплуатационных филиалах ГУП "Мосгортранс" эксплуатируется свыше 6 тыс. линейных автобусов различных марок и моделей, классов и вместимостей, начиная от автобусов малой вместимости типа Fiat Ducato и заканчивая сочлененными автобусами особо большой вместимости типа ЛиАЗ-621322.

Автобусы, эксплуатируемые в филиалах ГУП "Мосгортранс", также как и здания, сооружения, машины и оборудование и другое имущество, относятся к основным фондам (средствам) филиалов, которые с течением времени переносят свою стоимость на себестоимость предоставляемых услуг, то есть на себестоимость перевозок.

Как и любое основное средство, линейные автобусы имеют свой срок полезного использования и, как любая материальная продукция, автобусы с течением времени изнашиваются и становятся непригодными к дальнейшей эксплуатации.

По достижению автобуса своего предельного технического или физического состояния, когда его дальнейшая эксплуатация или восстановительный ремонт являются экономически нецелесообразными или когда автобус по каким-то иным причинам не может выполнять возложенные на него функции, происходит его снятие с баланса предприятия.

Одним из вариантов снятия линейного автобуса с баланса предприятия является его списание.

Линейные автобусы, эксплуатируемые в филиалах ГУП "Мосгортранс" могут списываться в следующих случаях:

- если срок полезного использования автобуса истек, остаточная стоимость его равна нулю и комиссия предприятия дает заключение о том, что дальнейшая эксплуатация или восстановительный ремонт автобуса является экономически нецелесообразным и;
- если автобус имеет остаточную стоимость, но он выведен из строя в результате аварии, пожара или стихийного бедствия и не может выполнять возложенные на него функции;
- если автобус признается непригодным для дальнейшей эксплуатации по причине физического и/или морального износа со сроком эксплуатации свыше 7 лет, а капитальный ремонт данного транспортного средства (ТС) является экономически нецелесообразным.

В настоящее время срок полезного использования автобусов, эксплуатируемых в филиалах ГУП "Мосгортранс", может исчисляться как в километрах пробега, так и в годах (с момента ввода в эксплуатацию).

На основании постановления Совмина СССР от 22.10.1990 г № 1072 "О единых нормах амортизационных отчислений на полное восстановление основных фондов народного хозяйства СССР" срок полезного использования автобусов, зачисленных на баланс предприятия до 01.01.2002 года, исчисляется в километрах пробега с начала эксплуатации, который может быть рассчитан по формуле:

$$K = \frac{1}{n} \cdot 100\ \%, \qquad (1)$$

где K — норма амортизационных отчислений, %/1000 км пробега; n — срок полезного использования автобуса, км.

Таблица 1

Нормы амортизационных отчислений для автобусов, зачисленных на баланс предприятия до 01.01.2002 г.

№ пп	Наименование объекта	Шифр	Норма амортизационных отчислений в % от стоимости на 1000 км пробега
1	Автобусы малого класса длиной до 7,5 м	50422	0,22
2	Автобусы среднего и большого класса длиной более 8 м	50424	0,17

Нормы амортизационных отчислений для автобусов, зачисленных на баланс предприятия до 01.01.2002 г., представлены в табл. 1.

Подставим значения нормы амортизационных отчислений из табл. 1 в формулу (1) и рассчитаем сроки полезного использования для конкретных классов автобусов.

Для автобусов малого класса — длиной до 7,5 м:

$$n_{\text{М.К}} = \frac{100 \cdot 1000}{K} = \frac{100 \cdot 1000}{0,22} \approx 455\,000 \text{ км}, \qquad (2)$$

где 0,22 — норма амортизационных отчислений для автобусов малого класса, %/1000 км пробега; $n_{\text{М.К}}$ — срок полезного использования автобуса, км.

$$n_{\text{С-Б.К}} = \frac{100 \cdot 1000}{K} = \frac{100 \cdot 1000}{0,17} \approx 588\,000 \text{ км}, \qquad (3)$$

где 0,17 — норма амортизационных отчислений для автобусов малого класса, %/1000 км пробега; $n_{\text{С-Б.К}}$ — срок полезного использования автобуса, км.

Получаем, что срок полезного использования автобусов длиной до 7,5 м составляет 455 000 км пробега с начала эксплуатации, а автобусов с длиной более 8 м — 588 000 км пробега с начала эксплуатации.

На основании постановления Правительства РФ от 01.01.2002 г. № 1 "О классификации основных средств, включенных в амортизационные группы" срок полезного использования автобусов стал исчисляться в годах.

Сроки полезного использования автобусов, зачисленных на баланс предприятия с 01.01.2002 г., представлены в табл. 2.

Как видно из табл. 2, в основу классификации основных средств, в том числе и автобусов, была положена кодификация, применяемая в Общероссийском классификаторе основных фондов (ОКОФ), утвержденном постановлением Госстандарта Российской Федерации от 26 декабря 1994 года № 359.

Все основные средства были разбиты на амортизационные группы и, каждая группа имеет свой срок полезного использования. Для линейных автобусов, эксплуатируемых в филиалах ГУП "Мосгортранс", в зависимости от их длины, сроки полезного использования приведены в табл. 2.

С внесением изменений от 16.11.2006 г. № 697 в постановление Правительства РФ от 01.01.2002 г. № 1 "О классификации основных средств, включенных в амортизационные группы", сроки полезного использования автобусов, зачисленных на баланс предприятия с 01.01.2007 г, были скорректированы.

В табл. 3 представлены сроки полезного использования линейных автобусов, эксплуатируемых в филиалах ГУП "Мосгортранс с 01.01.2007 г.

Из данных, представленных в табл. 3, становится видно, что изменился номер амортизационных групп, к которым относятся автобусы, и изменился (конкретизировался) срок полезного использования автобусов в меньшую сторону.

На автобусы, зачисленные на баланс предприятия до 01.01.2007 года, амортизационные отчисления начисляются в соответствии с приказом ГУП "Мосгортранс" от 19.02.2002 г. № 50, учитывающим вышеуказанные изменения. Кроме того, следует учитывать, что в соответствии с приказом № 135 от 7 февраля 2015 года изменился срок полезного использования автобусов особо большой длины с 9 до 10 лет. Анализ фактических сроков службы автобусов ГУП "Мосгортранс" показал, что они составляют для авто-

Таблица 2

Сроки полезного использования линейных автобусов, эксплуатируемых филиалами ГУП "Мосгортранс" с 01.01.2002 г.

№ пп	Наименование объекта	Код по ОКОФ по постановлению Правительства РФ от 01.01.2002 г. №1	Амортизационная группа	Срок полезного использования, установленный для филиалов ГУП "Мосгортранс" с учетом условий эксплуатации, лет
1	Автобусы малые длиной от 6 до 7,5 м	15 3410260	4	от 5 до 7
2	Автобусы средние длиной от 8 до 9,5 м	15 3410271	5	от 7 до 10
3	Автобусы большие длиной от 10,5 до 12 м включительно	15 3410281	5	от 7 до 10
4	Автобусы большие (автопоезда) длиной свыше 16,5 до 24 м включительно	15 3410291	6	от 10 до 15

Таблица 3

Сроки полезного использования линейных автобусов, эксплуатируемых филиалами ГУП "Мосгортранс" с 01.01.2007 г.

№ пп	Наименование объекта	Код по ОКОФ по постановлению Правительства РФ от 01.01.2002 г. №1	Амортизационная группа	Срок полезного использования, установленного для филиалов ГУП "Мосгортранс" с учетом условий эксплуатации, лет
1	Автобусы особо малые длиной до 7,5 м	15 3410250	3	5
2	Автобусы средние го-родские и экскурсионные длиной от 8 до 12 м	15 3410271	4	7
3	Автобусы большие городские и экскурсионные длиной до 12 м	15 3410281	4	7
4	Автобусы прочие длиной от 12 до 16,5 м	15 3410300	4	7
5	Автобусы особо большие длиной от 16,5 до 24 м	15 3410291	5	9

бусов большого класса — 9,9 лет при среднем пробеге с начала эксплуатации 644 тыс. км, а для автобусов особо большого класса — 10,8 лет при среднем пробеге с начала эксплуатации 522 тыс. км.

Процедура списания автобусов сводится к следующему.

В начале для объективной оценки технического и физического состояния подвижного состава приказом по автобусному парку создается комиссия (в дальнейшем она обычно действует на постоянной основе). Она осуществляет осмотр списываемого транспортного средства и, основываясь на технической документации и учетных данных (пробег ТС, количество заявок на текущий ремонт и т. д.), определяет объем разрушений и непригодность автобуса к его дальнейшей эксплуатации или восстановлению.

Далее для списания автобусов, срок полезного использования которых полностью истек и у которых отсутствует остаточная стоимость, необходимо подготовить следующий пакет документов:

- сопроводительное письмо за подписью директора филиала;
- копия инвентарной карточки основного средства, которая должна быть заверена подписью главного бухгалтера и печатью предприятия;
- акт формы ОС-4а (в трех экземплярах) (приложение 1);
- сводная ведомость списываемого подвижного состава (в трех экземплярах) (приложение 2);
- выписка из паспорта имущественного комплекса (приложение 3);
- справка о сроках службы агрегатов списываемого транспортного средства (приложение 4);
- справка о сроках службы автошин списываемого транспортного средства (приложение 5);
- копия паспорта транспортного средства (ПТС), которая должна быть заверена подписью главного бухгалтера и круглой печатью предприятия;
- пояснительная записка по списываемому основному средству (приложение 6).

Инвентарная карточка основного средства ведется и хранится в бухгалтерии. В карточку заносится информация об износе основного средства, первоначальной его балансовой стоимости, модели основного средства, норме амортизации, коде ОКОФ и т.д.

Копия инвентарной карточки заверяется подписью главного бухгалтера и печатью предприятия.

Акт ОС-4а имеет унифицированную форму и утвержден постановлением Госкомитета России от 21.02.2003 № 7. Акт подписывается председателем комиссии, членами комиссии, утверждается директором предприятия и заверяется печатью предприятия, которую надо ставить на подписи.

Обычно председателем комиссии по списанию является главный инженер предприятия, а членами комиссии — главный бухгалтер, начальник отдела технического контроля (ОТК), зам. главного инженера — начальник центра управления производством или начальник комплекса текущего ремонта, которые назначаются приказом по парку.

Сводная ведомость на списание линейного подвижного состава подписывается директором и главным бухгалтером и заверяется печатью предприятия. Ведомость составляется в трех экземплярах.

Выписка из паспорта имущественного комплекса составляется работником бухгалтерии, подписывается директором предприятия и главным бухгалтером и заверяется печатью предприятия.

Справка о сроках службы агрегатов списываемого транспортного средства составляется на основании сбора и обработки информации о пробеге ТС, количестве капитальных ремонтов ТС и его агрегатов и т.д. Справка подписывается главным бухгалтером и начальником производства и заверяется подписью руководителя предприятия.

Справка о сроках службы автошин списываемого транспортного средства составляется на основании сбора и обработки информации о нормативном пробеге автошин до их списания и фактическом пробеге автошин. Справка подписывается техником по учету шин.

Пояснительная записка по списываемому основному средству должна содержать в себе информацию о том, какой модели автобус списывается,

год его выпуска, год ввода в эксплуатацию, какой государственный номер закреплен за автобусом, какой гаражный номер у автобуса, первоначальная его балансовая стоимость, остаточная стоимость, код по ОКОФ, норма амортизационных отчислений и т. д. Записка подписывается главным бухгалтером и заверяется печатью предприятия.

Для списания линейного подвижного состава, выведенного из строя в результате аварии, пожара, стихийного бедствия, дополнительно прикладываются следующие документы:

- копия акта об аварии (пожаре, стихийном бедствии), составленного с участием представителей ГИБДД, противопожарной безопасности, МЧС, с указанием причин, вызвавших разрушение объекта;
- акт-заключение завода "СВАРЗ" ГУП "Мосгортранс" о непригодности к восстановлению или экономической нецелесообразности восстановительного ремонта;
- в случае, если объект списания находится под арестом, запретом, приобщен к уголовному делу в качестве вещественного доказательства, предоставляется документ (постановление, решение и т.п.) судебно-следственных органов о снятии ограничений;
- прикладывается справка об источнике возмещения убытков от списания (за счет страховой компании, виновной стороны, за счет хозяйственной деятельности предприятия и т. д.).

Для списания линейного подвижного состава, не пригодного для дальнейшей эксплуатации по причине физического и/или морального износа со сроком эксплуатации свыше 7 лет, дополнительно прилагается:

- акт-заключение завода "СВАРЗ" ГУП "Мосгортранс", осуществляющего капитальный ремонт данного типа транспортных средств, о непригодности объекта к ремонту или экономической нецелесообразности ремонта.

после сбора всего пакета документов на списание транспортного средства, его отправляют в отдел автобусного транспорта (сектор подвижного состава) ГУП "Мосгортранс".

В течение 20 дней с момента отправки пакета документов отдел автобусного транспорта принимает одно из следующих решений:

- подготовить указание ГУП "Мосгортранс" о списании;
- отправить документы на доработку в филиал;
- отказать в списании данного автобуса.

Указание о списании подписывается заместителем генерального директора ГУП "Мосгортранс" по принадлежности.

На основании указания ГУП "Мосгортранс" директор предприятия в 3-дневный срок издает приказ по парку о снятии автобуса с эксплуатации, с учета в ГИБДД, с баланса предприятия, о разборке автобуса и оприходыванию пригодных к дальнейшему использованию агрегатов ТС.

В 10-дневный срок после издания приказа о списании автобус разделяется на отдельные узлы, агрегаты и детали.

Из всего вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1. Все автобусы, эксплуатируемые в филиалах ГУП "Мосгортранс", по сроку полезного использования условно можно разделить на три группы. Автобусы, зачисленные на баланс предприятия до 01.01.2002 года, автобусы, зачисленные на баланс предприятия в период с 01.01.2002—01.01.2007 гг. и автобусы, зачисленные на баланс предприятия, начиная с 01.01.2007 года.

2. По способу начисления амортизации все автобусы, эксплуатируемые в филиалах ГУП "Мосгортранс", можно разделить на две большие группы. Первая группа автобусов — амортизация начисляется по пробегу, вторая группа автобусов — амортизация начисляется по годам с момента ввода в эксплуатацию.

3. При списании автобусов, в частности при составлении и заполнении пакета документов на списание, необходимо особое внимание обращать на то, к какой именно группе относится данный автобус, в чем исчисляется его срок полезного использования, присвоен ли ему код по ОКОФ или же он имеет шифр и т.д.

4. При оценке технического состояния автобусов необходимо учитывать не только их возраст в годах, но и пробег с начала эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Максимов В. А., Исмаилов Р. И., Максимов П. В.** Процедура списания линейных автобусов, эксплуатируемых в филиалах ГУП "Мосгортранс". Журнал "Грузовик", № 11, 2012. С. 10—14.
2. **Максимов В. А.** Рекомендации по списанию автобусов. В кн.: Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей. Материалы X Международной научно-практической конференции 27—29 июня 2005 г. /В. А. Максимов, В. Н. Прохоров. — Владимир. 2005. — С. 114.
3. **Нормы амортизационных отчислений** для целей налогообложения: Справочное пособие / Автор-составитель Захарьина А. В. — М.: Издательство "Дело и Сервис", 2002. — 288 с.
4. **Постановление Совмина СССР** от 22.10.1990 г. № 1072 "О единых нормах амортизационных отчислений на полное восстановление основных фондов народного хозяйства СССР".
5. **Постановление Правительства РФ** от 01.01.2002 г. № 1 "О классификации основных средств, включенных в амортизационные группы", с внесенными изменениями от 16.11.2006 г. № 697.

Приложение к ст. Максимова В. А. и др.

Приложение 1

Подготовлено с использованием системы КонсультантПлюс

Согласовано
Заместитель генерального директора
ГУП "Мосгортранс"
"_____"_____ 20___ г.

Унифицированная форма № ОС-4а
Утверждена постановлением Госкомстата России
от 21.01.2003 № 7

Форма по ОКУД	
по ОКПО	
Дата списания с бухгалтерского учета	
Счет, субсчет, код аналитического учета	

АКТ
о списании автотранспортных средств

Номер документа	Дата составления
19	15.06.___

УТВЕРЖДАЮ
Руководитель Директор _____ _____
(должность) (подпись) (расшифровка подписи)
"15" июня 20 г.

Автотранспортное средство Автобус ЛиАЗ 525625
(наименование, марка, модель, тип)
Причина списания Предельный износ
Материально ответственное лицо
Начальник колонны _____
(должность) (фамилия, инициалы)

Номер	заводской	ХТУ525625100 738
	регистрационный	АС 097 77
	инвентарный	21512
Табельный номер		500

1. Сведения о техническом состоянии автотранспортного средства на дату списания ва на дату

2. Сведения о стоимости автотранспортного средства на датусписания с бухгалтерского учета

Дата					Пробег, км		Первоначальная стоимость на момент принятия к бухгалтерскому учету или восстановительная стоимость, руб.	Сумма начисленной амортизации, руб.	Остаточная стоимость, руб.
год выпуска	ввода в эксплуатацию (месяц, год)	принятия к бухгалтерскому учету	последнего капитального ремонта	снятия с учета в ГИБДД (ГАИ)	с начала эксплуатации	после последнего капитального ремонта			
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3
2001	2.2002	1.2.2002			588 230		1 637 091	1 637 091	

Продолжение приложения 1

Подготовлено с использованием системы КонсультантПлюс

3. Краткая характеристика объекта основных средств

№ пп	Номер			Грузо-подъемность, вместимость	Масса объекта по паспорту, т	Содержание драгоценных металлов				
	технического паспорта	двигателя	шасси			наименование драгоценного материала	номенклатур-ный номер	единица измерения	количество	масса
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	50 КА 523276	САТ3116	ХТУ52562510 007838	89 чел.	9,305	золото		грамм	0,0197	
		DITAAAAC/ 7 JL01908				серебро		грамм	2,6854	
						палладий		грамм	0,0087	

Другие характеристики

Автобус имеет коррозийное разрушение каркаса кузова и обрыв ферм в узлах крепления подвески переднего и заднего мостов

Заключение комиссии: В результате коррозийного разрушения каркаса кузова н обрыва ферм в узлах креплении подвески переднего и заднего мостов автобус к эксплуатации не пригоден и подлежит списанию

Перечень прилагаемых документов: Справка о годности агрегатов, справка о годности шин, пояснительная записка по списанию основных средств, выписка из паспорта имущественного комплекса

Председатель комиссии — Главный инженер (должность) _____ (подпись) _____ (расшифровка подписи)

Члены комиссии: Главный бухгалтер (должность) _____ (подпись) _____ (расшифровка подписи)

Начальник ОТК (должность) _____ (подпись) _____ (расшифровка подписи)

Зам. главного инженера (должность) _____ (подпись) _____ (расшифровка подписи)

Окончание приложения 1

Подготовлено с использованием системы КонсультантПлюс

4. Сведения о принятии к бухгалтерскому учету демонтированных основных деталей и узлов

Подлежат принятию к бухгалтерскому учету детали, узлы								
номер			наименование	единица измерения	количество	стоимость, руб.		примечание
по порядку	по каталогу	номенклатурный				единицы	всего	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1			Двигатель	шт.	I	12 500	12 500	
2			ГМП	шт.	1	12 300	12 300	
3			Задний мост	шт.	1	7100	7100	
4			Жидкостной подогреватель	шт.	1	1400	1400	
5			Аккумуляторы	шт.	2	2064,4	4128,8	
6			Автошины	шт.	6	—	—	
7			Металлолом черный	т	5	7800	39 000	
8			Металлолом цветной	т	0,1	26 000	2600	
						Итого:	79 028,8	

5. Сведения о затратах, связанных со списанием автотранспортных средств с бухгалтерского уяета, и о поступлении материальных ценностей от их списания

Затраты на демонтаж и списание						Поступило от списания							
вид работы	документ, дата, номер	корреспонденция счетов		сумма, руб.	документ, дата, номер	материальные ценности						корреспонденция счетов	
		дебет	кредит			наименование	номенклатурный номер	единица измерения	количество	стоимость, руб.		дебет	кредит
										единицы	всего		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Наряды на разборку и резку				4800									
			Итого							Итого			

Результаты списания_____

Выручка от реализации _____ руб.

В инвентарной карточке учета объектов основных средств списание отмечено

Главный бухгалтер _____ _____

(подпись) (расшифровка подписи)

Приложение 2

"Согласовано"
Начальник отдела автобусного транспорта
_____

"_____" _____20_____г.

Ведомость
на списание подвижного состава линейного транспорта по филиалу _____
ГУП "Мосгортранс" в _____ месяце 200___г.

№ п/п	Марка автобуса	Государственный. номер	Гараж. номер	Номер шасси (кузова)	Год выпуска	Пробег с нач. эксп., км.	Дата последнего кап. рем-та	Пробег после кап. рем., км.	Балансовая стоимость		Начис. износ, руб.	Остаточная стоимость, руб.		Основание для списания
									Первонач., руб.	Восстанов., руб.		Всего	В том числе от переоценки	
1.														Предельный износ
2.														Предельный износ
3.														Предельный износ
4.														Предельный износ
5.														Предельный износ

Директор_____

Главный бухгалтер _____

Приложение 3

Выписка
из паспорта имущественного комплекса филиала _____
ГУП "Мосгортранс" на "___" _____ 200__ г.

№ п/п	Инвентарный номер	Марка и модель объекта списания	Год ввода в эксплуатацию	Балансовая стоимость, руб.	Фактический износ		Остаточная стоимость, руб.
					Руб.	%	
1.							
2.							
3.							
4.							
5.							

Директор парка _____

Главный бухгалтер _____

Приложение 4

СПРАВКА

о сроках службы агрегатов автобуса марки _____, гар. № _____

государственный № _____, подлежащего списанию

№ п/п	Наименование основных узлов, агрегатов	Дата ввода в эксплуата-цию, год, месяц	Состояние при вводе в эксплуата-цию (новый или б/у)	Наработка		Остаточный ресурс, %
				км	мото-час	
1	2	3	4	5	6	7
1.	Кузов					
2.	Двигатель					
3.	КПП (ГМП)					
4.	Ведущий мост					
5.	Средняя ось					
5.	Передняя ось					
6.	Карданный вал					
7.	Рулевое управление					
8.	Жидкостной подогреватель					
9.	Радиатор					
10.	Аккумуляторы					

Главный бухгалтер _____

Начальник ЦУП _____

Приложение 5

СПРАВКА

о пробегах автошин автобуса марки_____

гаражный номер _____подлежащего списанию

№ п/п	Маркировка автошины	Марка автошины	Заводской номер	Новая, б/у или восстановленная ме-тодом наложения протектора	Дата установки	Пробег на дату списания	% годности по пробегу
1.							
2.							

Техник по учету шин _____(_____)

Подпись, число и расшифровка подписи

Приложение 6

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

по списанию основного средства (линейного автобуса)

по филиалу _____ГУП "Мосгортранс"

Автобус марки _____, гос. №_____, гараж. №_____, _____ года выпуска, поступил на предприятие _____(дата ввода в эксплуатацию) с первоначальной балансовой стоимостью_____ руб.

На 01.01.1998 г. — деноминация
Балансовая стоимость _____ руб.
В апреле 200___ г. — произвели капитальный ремонт автобуса - авизо _____от ГУП "Мосгортранс".
Балансовая стоимость _____ руб.
На дату списания (указать точную дату)
Балансовая стоимость _____ руб.
Износ _____ руб.
Остаточная стоимость _____ руб.
Срок полезного использования автобуса_____ лет
Код по ОКОФ _____ (если автобус введен в эксплуатацию до 01.01.2002 г., то необходимо указать норму амортизационных отчислений и шифр).

Главный бухгалтер _____

УДК 629.113.004.67

А. С. Денисов, д-р техн. наук, профессор, Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А., Российская Федерация,
И. А. Якубович, д-р техн. наук, профессор, Московский автомобильно-дорожный государственный университет (МАДИ), Российская Федерация,
Д. Р. Шафеев, ООО "Модерн Машинери Фар Ист", г. Магадан, Российская Федерация
E-mail: yakubovich_irina@mail.ru

ПОТЕНЦИАЛ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ТЮНИНГА АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ СУРОВОГО КЛИМАТА

Экспериментально исследован характер влияния температурного режима работы двигателя на интенсивность изнашивания деталей двигателя КАМАЗ-740. Разработано устройство предпусковой смазки ДВС, предназначенное для применения на высокофорсированных дизельных двигателях, работающих в районах с низкими температурами воздуха.

Ключевые слова: *надежность двигателей при низких температурах окружающего воздуха, предпусковой прогрев, функциональный тюнинг, устройство для предпусковой смазки ДВС.*

Современная автомобильная промышленность выпускает автомобили для среднего потребителя и средних условий эксплуатации. Это способствует снижению затрат на его изготовление и эксплуатацию. Кроме того, существуют варианты исполнения автомобиля "северный", "тропический", для агропромышленного комплекса, для нефтегазового комплекса и другие, отличающиеся от средних условий соответствующими климатическими и иными условиями. Однако условия эксплуатации различаются не только по климатическому признаку. Существует еще широкая гамма потребностей к автомобилю. В соответствии с этим существуют различные виды приспособления — тюнинга автомобиля к различным потребностям. Примерами этого являются: внешний тюнинг, внутренний (интерьер) тюнинг, мотор-тюнинг, чип-тюнинг и другие.

В процессе эксплуатации автомобиля реализуются показатели надежности, по которым различные агрегаты и узлы имеют существенное рассеивание. Это приводит к значительному усложнению эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей и к возрастанию затрат труда, времени и средств на обеспечение их работоспособности. Заводы-изготовители обычно реагируют на такие показатели надежности, как безотказность, да и то только в гарантийный период. Долговечность агрегатов обычно ими оставляется на второстепенных показателях, а о надежности они судят в основном по рекламациям, которые не редко неоправданно отклоняют.

Однако эти показатели существенно интересуют эксплуатационников, поскольку значительно определяют затраты на ремонт, а следовательно и себестоимость перевозок и производительность автомобиля. Заводы-изготовители же если и реагируют на эти показатели, то с большим опозданием, с учетом снижения рыночного спроса из-за конкуренции. В этих условиях им целесообразно сопоставлять удорожание автомобиля от использования инноваций и потери от снижения рыночного спроса.

Поэтому улучшение и расширение функциональных свойств автомобиля в различных условиях эксплуатации — это одна из целей функционального тюнинга. Примерами такого тюнинга являются: резервирование смазочной системы турбокомпрессора использованием гидроаккумулятора или автономной смазочной системы [1, 2]; принудительная прокачка масла перед пуском двигателя при низкой температуре окружающего воздуха [4, 5]; модификаторы топлива; электолизеры воздушно-топливной смеси [3]; использование турботаймера и другие.

В Российской Федерации около 80 % грузовых автомобилей и другой техники эксплуатируются в зонах с довольно продолжительным холодным периодом. Так, в районах Крайнего Севера России продолжительность зимнего периода превышает

300 дней в году, а температура воздуха опускается ниже –60 °С. В районах умеренного климата отрицательные температуры воздуха наблюдаются полгода. В этих условиях, как правило, хранение техники безгаражное. Такие условия эксплуатации предъявляют высокие требования к надежности подвижного состава автомобильного транспорта, к качеству эксплуатационных материалов и технологическому оборудованию по предпусковой подготовке. Особенно актуальна эта проблема для двигателей, на которые приходится основная часть отказов, особенно в зимнее время.

Снижение надтжности двигателей при низких температурах окружающего воздуха обусловлено: во-первых — снижением вероятности запуска исправного двигателя; во-вторых — снижением долговечности из-за повышенных пусковых износов. Масляная пленка надежно разделяет трущиеся поверхности как в начальный момент трения деталей, так и при их относительном движении с небольшими скоростями, что характерно для пусковых оборотов коленчатого вала.

После пуска наступает начальный период прогрева двигателя на холостых оборотах. При этом изменяются условия работы пусковой масляной пленки и трущихся поверхностей. Происходит увеличение скорости вращения коленчатого вала (в 3—4 раза), но свежее масло еще не подается к поверхности трения вследствие его низкой температуры и высокой вязкости (рис. 1).

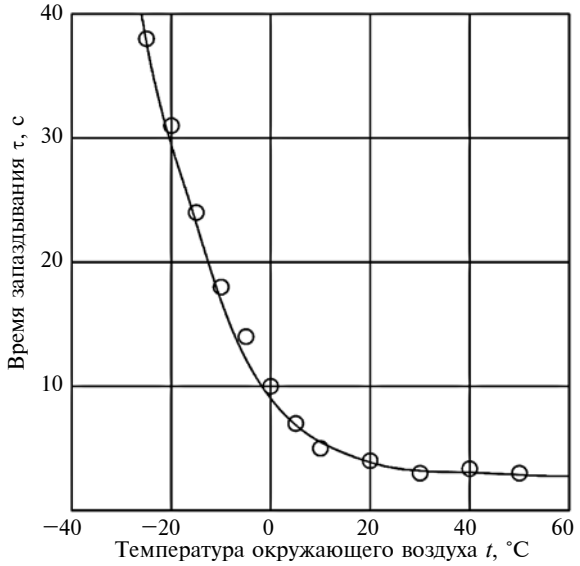


Рис. 1. Зависимость времени запаздывания поступления масла к подшипникам после начала прокручивания коленчатого вала холодного двигателя от температуры окружающего воздуха [2]

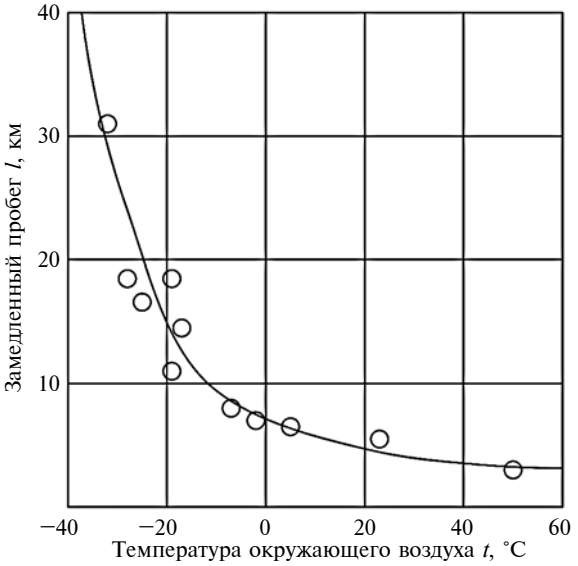


Рис. 2. Зависимость пробега, эквивалентного одному пуску по износу, от температуры окружающего воздуха [1]

Заключительный период прогрева двигателя на холостом ходу характеризуется разрушающими факторами начала прогрева. Но в это время к поверхностям трения начинает поступать смазочный материал, и интенсивность изнашивания снижается. Следовательно, основной износ сопряжений обусловлен суммарным влиянием указанных факторов и происходит в период послепускового прогрева холодного двигателя.

На рис. 2 приведена кривая пробега, эквивалентного одному пуску по износу в зависимости от температуры окружающего воздуха. Видно, что в интервале температур от –30 °С до +30 °С этот пробег, а следовательно и потеря ресурса, возрастает в 6 раз.

После пуска и прогрева тепловой режим двигателя существенно зависит от температуры окружающего воздуха. Так, температура охлаждающей жидкости в двигателях КАМАЗ-740 при температуре окружающей среды +20 °С составляет в среднем 86 °С, а при температуре окружающего воздуха –20 °С в среднем 68 °С [9]. Это также существенно сказывается на интенсивности изнашивания деталей двигателей.

При низкой температуре вследствие высокой вязкости масла его расход через пары трения недостаточен, из-за чего температура масляной пленки и поверхности трения высокая. По мере прогрева масла расход его через пары трения возрастает, что снижает температуру поверхности трения. Дальней-

шее повышение температуры масла ведет к пропорциональному увеличению температуры поверхности трения, так как расход масла через пары трения при этом уже стабилизируется. Характер влияния температурного режима работы двигателя на интенсивность изнашивания деталей подтверждают экспериментальные исследования, выполненные на кафедре "Автомобили и автомобильное хозяйство" СГТУ по оригинальным методикам [10].

Для обеспечения надежного пуска в зимнее время необходимо выполнить условие: частота вращения коленчатого вала стартером должна быть выше пусковой частоты. Минимальная пусковая частота по мере снижения температуры окружающего воздуха увеличивается (рис. 3). Поэтому для обеспечения надежности зимнего запуска двигателя необходима тепловая подготовка, в том числе и индивидуальная с помощью пусковых подогревателей.

Для повышения долговечности двигателя, то есть сокращения пусковых износов, необходимо также улучшение подачи масла к парам трения при пуске за счет предпусковой прокачки и подогрева масла. Для решения проблемы пусковых износов применяются различные устройства и способы, обеспечивающие предпусковую смазку деталей двигателя. Данные устройства и способы можно разделить на три группы [6, 7]:

1) устройства, обеспечивающие предпусковую подачу смазочного материала к узлам трения двигателя с помощью масляных насосов различного типа и конструкции;

2) устройства, в которых для подачи смазочного материала используются гидроаккумуляторы, обеспечивающие накопление масла во время работы двигателя и его подачу под давлением непосредственно перед пуском;

3) различные доработки и конструктивные изменения смазочной системы, обеспечивающие уменьшение задержки при подаче смазочного материала во время пуска двигателя.

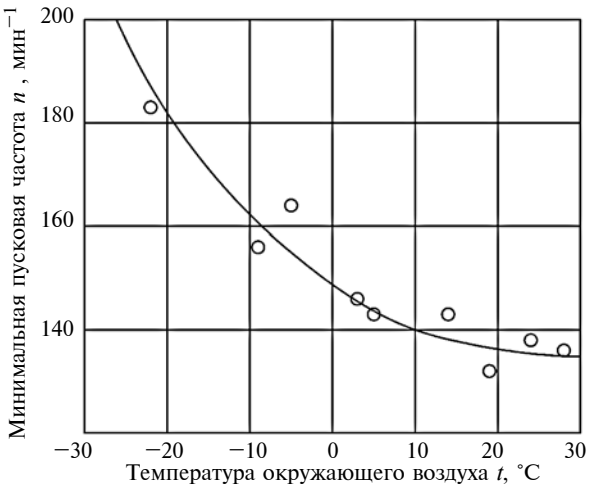


Рис. 3. Зависимость минимальной пусковой частоты дизеля от температуры окружающего воздуха [5]

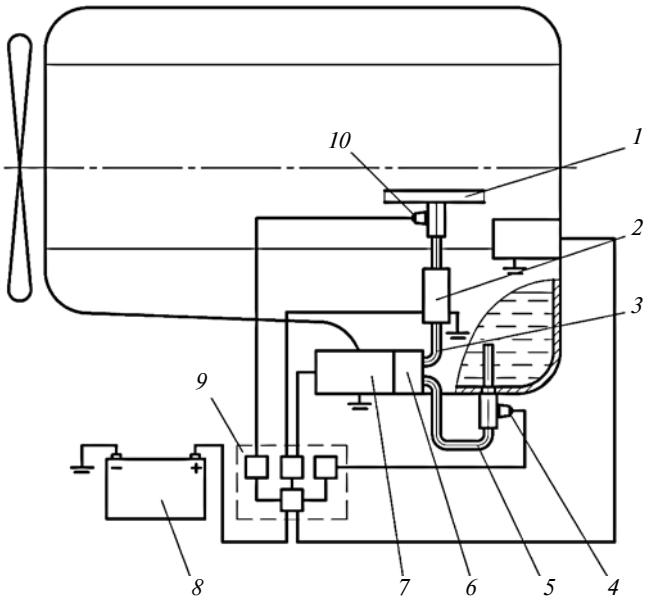


Рис. 4. Схема устройства для предпусковой смазки ДВС:

1 — масляная магистраль ДВС; *2* — нагревательный элемент; *3* — маслозакачивающий патрубок; *4* — датчик температуры масла; *5* — маслозаборный патрубок; *6* — маслозакачивающий насос; *7* — автономный электропривод; *8* — аккумулятор; *9* — блок управления; *10* — датчик давления масла

С целью повышения долговечности двигателя на кафедре "Автомобили и автомобильное хозяйство" СГТУ в рамках научного направления "Функциональный тюнинг автомобилей" было разработано устройство предпусковой смазки (рис. 4), способствующее оптимизации параметров смазочного процесса на режимах пуска и прогрева (патент РФ на полезную модель № 88 737) [11].

Устройство содержит маслозакачивающий насос *6*, кинематически связанный с автономным электроприводом *7*, подключенным к бортовому автомобильному аккумулятору *8*. Маслозаборный патрубок *5* насоса с помощью резьбового штуцера, содержащего обратный клапан, соединен с маслосливным отверстием картера ДВС. Маслозакачивающий патрубок *3* насоса через нагревательный элемент *2* посредством штуцера соединен с масляной магистралью *1* ДВС. Блок *9* управления устройством, под-

ключенный к аккумулятору, содержит реле давления масла, соединенное с датчиком *10* давления масла, реле времени работы насоса, реле включения устройства и реле температуры масла. При отсутствии на двигателе штатного датчика температуры масла датчик *4* устанавливается специально.

Перед пуском двигателя с помощью блока управления включают нагревательный элемент, после его прогрева с помощью реле времени происходит включение электропривода насоса, чем обеспечивается заполнение магистрали маслом из картера ДВС. Реле температуры масла позволяет пускать горячий двигатель без предварительной прокачки. Закачка масла в магистраль заканчивается по истечении минимально установленного времени и по достижении минимально необходимого давления масла в системе смазки.

Предлагаемое устройство имеет следующие преимущества:

1) спользование штатных отверстий в блоке двигателя;

2) беспечение подогрева прокачиваемого масла;

3) автоматическое включение и отключение привода насоса при неблагоприятных режимах работы двигателя и турбокомпрессоров.

Испытания опытного устройства были проведены на базе завода двигателей ОАО "КАМАЗ". Цель испытаний — оценка эффективности работы устройства предпусковой смазки при различных температурах масла.

При испытаниях использовался двигатель КАМАЗ 740.62-280, установленный на стенде фирмы "AVL" с гидротормозом фирмы "SCHENCK". Испытательный стенд укомплектован оборудованием и приборами по ГОСТ 14846—81. При испытаниях использовали масло марки "Лукойл-Супер" 15W-40 и дизельное топливо марки "Л" ГОСТ 305—82.

В процессе испытаний был проведён сравнительный анализ рабочих и оценочных параметров на двигателе со штатной системой смазки и двигателе с установленной системой предпусковой смазки. Для этого измеряли давление и температуру масла, время поступления масла к узлам трения при пуске холодного, а также предварительно прогретого двигателя при использовании устройства предпусковой смазки и без него. Результаты измерений приведены на рис. 5—7. Из рис. 5 видно, что с понижением температуры масла увеличивается эффективность предпусковой прокачки.

Это наглядно показано на рис. 6, который по форме соответствует вязкостно-температурной характеристике масла. Экстраполяция графика (см. рис. 6) показывает, что при температуре масла 0 °С давление к концу прокачки достигнет 0,2 МПа (то есть половину штатного номинального давления [8, 9]). Предпусковая прокачка существенно сокращает время достижения номинального давления после пуска двигателя (см. рис. 7). Это способствует сокращению времени поступления масла к узлам трения и повышению долговечности двигателя.

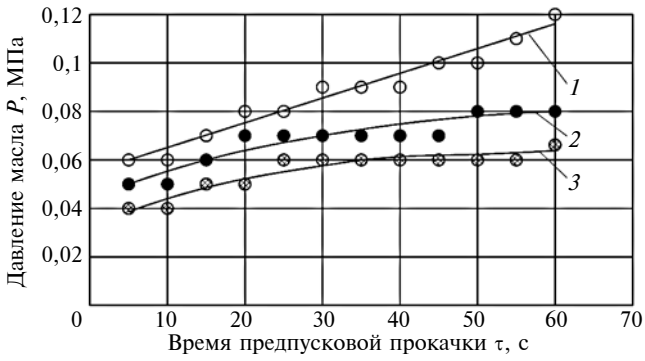


Рис. 5. Зависимость давления в главной масляной магистрали двигателя КАМАЗ 740.62-280 от времени прокачки при различной температуре масла:

1 — 80 °С; *2* — 55 °С; *3* — 25 °С

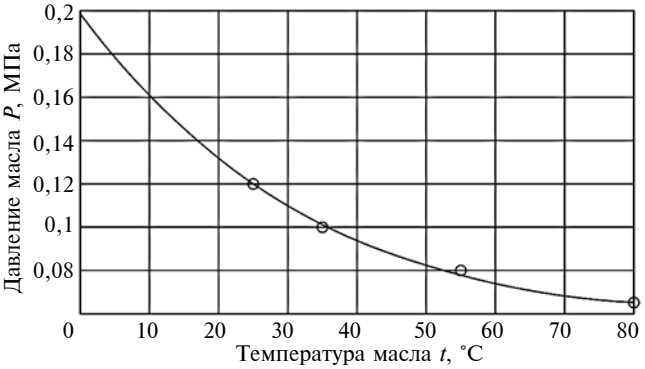


Рис. 6. Зависимость давления в главной масляной магистрали к концу предпусковой прокачки от температуры масла

По результатам испытаний были сделаны выводы об эффективности работы устройства предпусковой смазки:

1 — обеспечивает поступление достаточного объема смазочного материала к подшипникам коленчатого вала перед пуском двигателя, позволяет уменьшить время поступления масла к деталям во время холодного пуска и предотвратить повышенный их пусковой износ;

2 — обеспечивает поддержание давления в системе смазки перед пуском двигателя в пределах

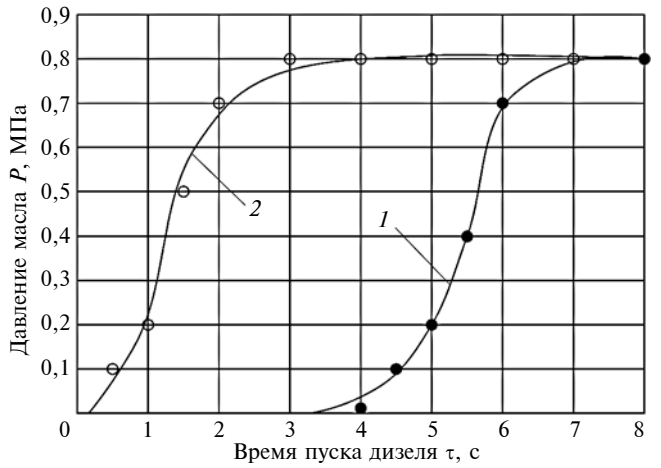


Рис. 7. Зависимость давления в главной масляной магистрали от времени после запуска дизеля:

1 — без предпусковой прокачки; *2* — с предпусковой прокачкой в течение 60 с

0,06...0,2 МПа в зависимости от начальной температуры масла;

3 — устройство наряду с использованием штатного пускового подогревателя обеспечивает не только надежный пуск, но и долговечную работу двигателя.

Применение разработанного устройства целесообразно на высокофорсированных дизельных двигателях, работающих в районах с низкими температурами воздуха. В связи с этим предложенное устройство можно рекомендовать автопроизводителям грузовой техники для испытания и последующей установки на автомобили, поставляемые для эксплуатации в районы Сибири и Крайнего Севера.

Одним из эффективных средств форсирования двигателей является турбокомпрессор. Как следует из результатов исследования предпусковой прокачки масла, для эффективной работы ТКР на режиме пуска требуется повышенная мощность маслозакачивающего насоса. Этого же эффекта для ТКР можно добиться использованием его автономной смазочной системы (АСС ТКР).

Кроме этого, в автомобилях в последние годы все шире применяются встроенные (бортовые) средства диагностирования, связанные с электронными блоками управления. Эти средства работают или по принципу предельных автоматов, или по принципу индикаторов. Предельные автоматы обычно останавливают работу агрегата или автомобиля при достижении предельного состояния. Особенно это актуально для элементов, обеспечивающих безопасность дорожного движения, а также для агрегатов и узлов, имеющих высокий коэффициент опасности отказов (отношение затрат на устранение пропущенного отказа к затратам на его предупреждение). Например, при нарушении герметичности тормозной системы энергоаккумулятор останавливает автомобиль; при снижении давления в смазочной системе двигателя до определённых значений срабатывает индикатор [6, 7] или предельный автомат.

Существует еще ряд элементов автомобиля, для которых целесообразен функциональный тюнинг [8]. Это позволяет значительно повысить показатели эффективности использования автомобиля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Денисов А. С.** Система смазки турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания / А. С. Денисов, А. А. Коркин. Патент РФ на полезную модель № 69159. Зарегистрирован в госреестре 10.12.2007.
2. **Денисов А. С.** Система смазки турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания / А. С. Денисов, А. Р. Асоян, А. С. Синягин // Патент на полезную модель № 93462. Зарегистрирован в Госреестре 27.04.2010.
3. **Денисов А. С.** Улучшение экономических и экологических показателей автомобильных двигателей путем активации топливовоздушной смеси водородом / А. С. Денисов, А. М. Михайлова, Н. В. Горшков, В. В. Родионов // Автотранспортное предприятие, 2010. № 8. С. 54—56.
4. **Абушаев Р. Д.** Система запуска дизельного двигателя внутреннего сгорания. Патент РФ на полезную модель № 53725 / Р. Д. Абушаев, С. А. Шишкин, А. С. Денисов // Зарегистрирован в гос. реестре 27.05.2006. (приоритет от 27.04.2005) 2 с.
5. **Денисов А. С.** Устройство для предпусковой смазки двигателя внутреннего сгорания / А. С. Денисов, Р. И. Альмеев. Патент РФ на полезную модель № 88737. Зарегистрирован в госреестре 20.11.2009.
6. **Светличный Н. И.** Индикатор неразрывности потока жидкости / Н. И. Светличный, А. Т. Кулаков, Р. Т. Тазеев, А. А. Гафиятуллин, С. В. Сибиряков, А. С. Денисов. Патент на изобретение № 2221964. Зарегистрирован в гос. реестре изобрет. РФ. Приоретет изобретения 29.06.01. 4 с.
7. **Денисов А. С.** Индикатор неразрывности потока жидкости / А. С. Денисов, Д. Л. Панкратов, В. В. Кустов, А. Т. Кулаков, А. А. Гафиятуллин. Патент РФ на полезную модель № 70703. Зарегистрирован в госреестре 10.02.2008.
8. **Работомер** / В. Н. Басков, А. С. Денисов. Патент на полезную модель № 36518. Зарегистрирован в госреестре полезных моделей РФ 10.03.04. Приоретет полезной модели 24.06.03. 4 с.

УДК 629.3-049.7(23.03)

А. Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук
E-mail: rementsov@madi.ru,
Дж. Ш. Тошев, аспирант, МАДИ
E-mail: toshevdzhahongir@mail.ru

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ВЫСОКОГОРЬЯ

В статье рассматриваются особенности эксплуатации автомобилей в горных условиях, климатические факторы, влияющие на надежность автомобилей, требования к конструкции автомобиля, необходимость формирования дополнительных требований к техническому обслуживанию и ремонту автотранспортных средств.

Ключевые слова: *безопасность дорожного движения, техническое обслуживание, эксплуатация автомобилей в горных условиях, автотранспортные системы, повышение эксплуатационной надежности автомобилей.*

В связи с тем, что в высокогорных районах строительство развитой сети железных дорог, аэродромов вызывает серьезные трудности, основной объем перевозок здесь осуществляется автомобильным транспортом. Условия эксплуатации автомобилей в горных районах Таджикистана имеют свои особенности, обусловленные, с одной стороны, спецификой дорог, с другой, — большой высотой над уровнем моря.

Для дорог высокогорных районов Таджикистана характерны длительные крутые подъемы и спуски протяженностью 15—20 км с уклонами продольного профиля 110—120 %. Для горных дорог характерны частые (10—15 на 1 км пути) крутые (с радиусом кривизны 15—20 м) повороты. При строительстве перевальных участков, когда уклон местности по прямому направлению превышает предельно допустимый продольный, прибегают к развитию трассы дороги по склонам, планируя сложные закругления — серпантины, углы поворота которых достигают 180°.

На горных дорогах в пределах сравнительно коротких участков вследствие влияния вертикальной зональности (изменения климатических условий по мере возвышения над уровнем моря) и экспозиции склонов по отношению к сторонам света в значительной степени могут различаться природные условия: от летнего климата у подножия горы до зимнего в зоне вечных снегов. Температура воздуха в горах понижается в среднем на 0,5 °С на каждые 100 м подъема. Имеют место значительные суточные колебания температур. По мере возвышения над уровнем моря годовое количество осадков, выпадающих в горах, увеличивается в среднем на 40—60 мм на каждые 100 м высоты, достигая максимума в зоне интенсивного образования облаков. Летом в горах выпадают ливневые дожди.

С высотой в горах уменьшается давление воздуха и его плотность. Поэтому работа автомобилей в специфических высокогорных условиях отличается рядом особенностей.

Вследствие частых крутых поворотов, затяжных подъемов и спусков на горных дорогах имеют место следующие особенности работы автомобилей:

— максимальные скорости движения грузовых автомобилей составляют 40—50 км/ч, легковых 50—60 км/ч;

— значительную часть времени автомобили работают на пониженных ступенях коробки передач, ускоряющая передача используется редко;

— вследствие работы на форсированных режимах при движении на затяжном подъеме имеет место перегрев двигателей; этому способствует и то, что при малой скорости движения ухудшается охлаждение двигателя вследствие снижения интенсивности встречного потока воздуха;

— значительно ухудшается топливная экономичность автомобилей, что является следствием повышенного расхода топлива при движении на подъемах, невозможности использования при движении под уклон потенциальной энергии, накопленной при подъеме, так как при этом, исходя из соображений безопасности движения, водитель часто тормозит, что ведет к преобразованию большей части накопленной энергии (до 75 %) в тепловую энергию в тормозах, ко-

торая затем рассеивается в окружающую атмосферу; возрастает расход топлива также вследствие увеличения сопротивления качению на крутых поворотах, количество которых на горных дорогах велико;

— на затяжных спусках имеют место частые и длительные торможения вследствие необходимости снижения скорости при движении под уклон до 10—15 и даже до 5 км/ч, что приводит к перегреву тормозов. Тормозные накладки нагреваются до 300—350 °С, тормозные барабаны — до 280—300 °С; это влечет за собой значительное снижение эффективности торможения вследствие уменьшения коэффициента трения и интенсивное изнашивание тормозных накладок; у автомобилей с пневмоприводом тормозов вследствие повышения расхода воздуха при спусках и уменьшения производительности компрессора вследствие снижения плотности воздуха на высоте часто не хватает воздуха для торможения;

— при остановках на крутых подъемах или спусках автомобили, особенно тяжелые грузовые и автопоезда, могут сползать или скатываться под уклон; это происходит при ненадежно работающем ручном тормозе (скатывание) или на скользкой дороге (сползание);

— на горных дорогах интенсивнее изнашиваются шины, что объясняется частыми торможениями, передачей больших крутящих моментов ведущими колесами при движении на подъем, проскальзыванием шин на поворотах с малыми радиусами, а также наличием на поверхности дорожного покрытия мелких осколков скальных пород;

— для горных дорог характерно ухудшение комфортабельности поездки пассажиров, в частности вследствие больших боковых кренов автомобиля на крутых поворотах;

— усложняется управление автомобилем вследствие недостаточной видимости дороги на поворотах, необходимости часто и быстро вращать рулевое колесо, пользоваться тормозами и т. д.; особенно сложно управлять автомобилем в ночное время, так как на крутых поворотах водитель не видит дорогу вследствие недостаточного угла рассеивания света фар;

— увеличивается возможность бокового заноса под действием центробежных сил, действующих на автомобиль при движении на повороте [2].

Уменьшение плотности воздуха на больших высотах приводит к снижению мощности двигателей вследствие уменьшения наполнения цилиндров и ухудшения процесса сгорания в результате падения давления в конце сжатия (таблица).

В качестве примера можно указать, что динамический фактор автомобиля при работе его на перевале Памирского тракта Ак-Байтал, находящегося на высоте 4800 м над уровнем моря, составляет лишь 44 % номинального.

Снижение плотности воздуха с увеличением высоты над уровнем моря приводит также к уменьшению массы воздуха, проходящего через радиатор системы охлаждения двигателя, что является еще одной причиной перегрева двигателей и закипания воды в них. Кипение воды в открытой системе охлаждения двигателя может происходить и при нормальном нагрузочном и тепловом режиме двигателя по причине низкой плотности воздуха на больших высотах, так как при этом температура кипения воды снижается. Уменьшение плотности воздуха на больших высотах является существенной причиной ухудшения топливной экономичности двигателей. Это происходит вследствие переобогащения рабочей смеси (в карбюраторных двигателях) из-за малой плотности воздуха, снижения мощности при движении на подъем.

Переобогащение рабочей смеси отрицательно сказывается на сроках службы двигателей, так как топливо при этом сгорает не полностью, смывает масляную пленку со стенок цилиндров, разжижает масло, уменьшая его вязкость и смазывающую способность, что ведет к ускоренному изнашиванию деталей.

Для обеспечения высокопроизводительной, экономичной и безопасной работы автомобилей в специфических высокогорных условиях необходима приспособленность их конструкции к эксплуатации в этих условиях.

Изменение показателей работы автомобиля в зависимости от высоты над уровнем моря

Высота над уровнем моря, м	Снижение атмосферного давления, %	Уменьшение плотности воздуха, %	Снижение температуры кипения воды, °С	Снижение эффективной мощности двигателя, %	Увеличение расхода топлива, %
1000	11,4	9,1	3,3	11,3	9
2000	21,5	18,3	6,7	21,5	24,5
3000	30,8	25,9	10	30,8	34
4000	39,2	33,2	13,2	39,2	38,1
5000	46,7	40	17	46,7	40

Для обеспечения нормального теплового режима работы двигателя при движении автомобиля на затяжных подъемах и спусках необходимы следующие меры. С одной стороны, применение усиленной замкнутой системы охлаждения с расширительным бачком, что должно способствовать предотвращению перегрева двигателя при работе на форсированных режимах при движении на подъем, с другой, — наличие термостата и жалюзи для предотвращения переохлаждения двигателя на затяжных спусках.

В целях повышения мощности двигателя и улучшения топливной экономичности при работе автомобилей на большой высоте целесообразно применение нагнетателей воздуха в цилиндрах двигателя, высотной корректировки состава рабочей смеси или подачи топлива, позволяющих устранять переобогащение смеси. При этом корректоры должны работать в автоматическом режиме в зависимости от высоты.

При назначении параметров двигателя и расчете трансмиссии следует исходить из того, что в рассматриваемых условиях из соображений безопасности движения могут быть реализованы максимальные скорости в пределах 60 км/ч для грузовых автомобилей и 70—80 км/ч — для легковых. Двигатель и трансмиссия (ее передаточные числа) должны обеспечивать преодоление на прямой передаче преобладающих подъемов (до 70 %); на передаче, предшествующей прямой, — подъемов до 90—110 %; на более низких передачах — максимальных подъемов (до 160 %), а на ускоряющей — движение с максимальной скоростью и преодоление подъемов до 30 %. Коробка передач должна рассчитываться на длительную работу на пониженных передачах [3].

Ряд конструктивных мер должен обеспечивать необходимый уровень безопасности автомобиля. К ним относятся применение усиленных тормозных механизмов, рассчитанных на длительное торможение без перегрева и снижения эффективности действия, обеспечение эффективного охлаждения тормозных накладок и барабанов; использование тормозов-замедлителей, обеспечивающих возможность надежного торможения на крутых спусках и позволяющих разгрузить при этом колесные тормоза; применение компрессоров тормозной системы с пневмоприводом повышенной производительности; снабжение грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности и автопоездов противооткатным устройством типа "горный упор", предотвращающим скатывание или сползание автомобилей вниз при остановках на крутых подъемах; снабжение автомобилей с пневматическим приводом тормозов аварийным тормозным устройством; применение гидроусилителей рулевого управления; повышение прочности каркаса кузова автобуса и другие дополнительные меры, обеспечивающие как активную, так и пассивную безопасность. Автобусы, предназначенные для эксплуатации в горных условиях, снабжаются, например, электродинамическим тормозом-замедлителем, противооткатным устройством, ремнями безопасности для водителей и всех пассажиров, в кузове предусмотрена только одна дверь для пассажиров.

В конструкции "горных" автомобилей должны быть предусмотрены меры, улучшающие удобство их использования. Подвеска, например, должна иметь более высокую угловую жесткость для недопущения большого бокового крена кузова на крутых поворотах, вызывающего неприятные ощущения у пассажиров. Способствуют облегчению управления автомобилем усилители рулевых управлений. Необходимо применение фар, обеспечивающих большой угол рассеивания света в горизонтальной плоскости перед автомобилем, чтобы водитель мог хорошо видеть дорогу на крутых поворотах при движении в ночное время.

Недостаточная приспособленность конструкций стандартных автомобилей к работе в этих условиях в значительной мере снижает эффективность автоперевозок и безопасность движения. Поэтому целесообразен выпуск специализированных автомобилей в южном и горном исполнении.

Одновременно с повышенными (дополнительными) требованиями к конструкции автомобиля с учетом специфики их эксплуатации необходимо определить требования к техническому обслуживанию (ТО) и ремонту (Р) автотранспортных средств, эксплуатирующихся в горных условиях. А именно: теоретически обосновать и проверить на практике оптимальную периодичность технического обслуживания (ТО), перечень и объем работ, объем дополнительных работ. Определить дополнительные требования к производственно-технической базе (ПТБ) автотранспортных предприятий. Эти меры в целом должны позволить повысить эффективность перевозок благодаря уменьшению расхода горюче-смазочных материалов, увеличения ходимости шин, повышения ресурса двигателя и гарантированно обеспечить безопасность эксплуатации автотранспортных средств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кузнецов Е. С.** Управление технической эксплуатацией автомобилей. М.: Транспорт, 1982, 224.
2. **Алиев В. А.** Исследование надежности автомобилей в высокогорных условиях эксплуатации. Дисс. канд. техн. наук. Душанбе, 1971.
3. **Турсунов А. А.** Управление работоспособностью автомобилей в горных условиях эксплуатации. Душанбе: Маориф ва Фарханг, 2003. — 356 с.
4. **Соцков Д. А.** Повышение активной безопасности АТС при торможении. Дисс. докт. техн. наук. Владимир, 1988. — 547с.

Грузовик

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

С содержанием журнала можно ознакомиться на сайте Издательства "Машиностроение" www.mashin.ru и на сайте www.autotransportnik.ru. Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней. Система Российского индекса научного цитирования WWW.elibrary.ru.

Навигатор сайта таков: каталог журналов; авторский указатель; список организаций; тематический рубрикатор; поисковые запросы; новые поступления.

Сейчас ВАК упорядочивает список журналов, включенных в Перечень. **Журнал, входящий в Перечень ВАК, должен быть в открытой подписке в каталоге "Роспечати".** Рейтинг журналов выстроен по импакт-фактору РИНЦ. **Данный показатель отражает среднее число цитирований одной статьи в журнале.**

Если импакт-фактор является своеобразным рейтингом издания в научной периодике, значит, таков рейтинг отдельных опубликованных в нем статей.

ВАК стремится сохранить в перечне рекомендованных для публикаций изданий журналы с высоким рейтингом. В этом году началась их перерегистрация. При расчете импакт-фактора журнала учитываются только научные статьи, обзорные статьи и краткие сообщения (это относится как к цитирующим, так и к цитируемым статьям). **Не учитываются ссылки из сборников статей, монографий, материалов конференций и т. д.,** а также не учитываются публикации, у которых нет авторов.

Последнее уточнение означает, что научный журнал ради сохранения собственного рейтинга и престижа, не может изобиловать рекламными и информационными (зачастую оплачиваемыми) материалами. И поэтому в экономическом плане может делать ставку на взимание платы за публикацию, на продажу авторам отдельных номеров, на увеличение подписки.

Мы заинтересованы, чтобы подписка шла через издательство, потому что в этом случае мы знаем подписчика "в лицо".

Представление же о нашем журнале вы можете составить из публикуемой таблицы. Это фрагмент одной из страниц сайта elibrary.ru. Зайдя на сайт, можно найти пояснения, что означают те или иные показатели и как их рассчитывают.

На сайте вы найдете и издания, не входящие в перечень ВАК. В каких-то научных трудах публикации из этих журналов вошли в библиографический список, и они "автоматически" были зафиксированы системой elibrary.ru. Рейтинг научной публикации в таких журналах будет снижен.

Место журнала "Грузовик" в рейтинге SCIENCE INDEX за 2013 год по тематике "Транспорт" — 20.
Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2013 год по тематике "Машиностроение" — 48
ПОКАЗАТЕЛИ ПО ГОДАМ

Название показателя	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
• Показатель журнала в рейтинге SCIENCE INDEX	0,017	0,035	0,031	0,056	0,054	0,148	0,173
• **Пятилетний импакт-фактор РИНЦ**	**0,031**	**0,027**	**0,034**	**0,067**	**0,063**	**0,079**	**0,101**
• **Пятилетний импакт-фактор РИНЦ без самоцитирования**	**0,018**	**0,027**	**0,034**	**0,045**	**0,043**	**0,076**	**0,099**
• **Общее число цитирований журнала в текущем году**	**25**	**23**	**26**	**49**	**45**	**54**	**67**
из них самоцитирований	12	0	0	15	14	3	1
• Среднее число ссылок в списках цитируемой литературы	3	0	1	2	4	3	4
• Пятилетний индекс Херфиндаля по цитирующим журналам	2180	933	1302	1420	1406	637	696
• Индекс Херфиндаля по организациям авторов	828	800	911	1351	1064	699	902
• Десятилетний индекс Хирша	—	—	4	4	4	5	6

***С. Н. Педенко**, главный редактор журнала "Грузовик"*

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 *Kozlovskiy V. N., Zaytrov A. V., Panyukov D. I., Pianoff M. A., Polykova E. V.* Multifactorial study of the quality of cars
The paper presents the results of a study of quality cars based on multivariate analysis of information from various sources.
Article is executed within work on the Russian President's grant on support of young scientists — doctors of science on 2014-2015gg, MD-2782.2014.8.
Key words: quality, reliability, electrical car.

7 *Diakov A. S., Novikov V. V.* The pilot study of harak-teristik pnevmogidralicheskoy of the spring for the wheel chassis special purpose
Presents methods and results of complex experimental tests for pneumatic hydraulic springs under multiaxial chassis for special purpose on the bench equipment in Scientific and Technical Center of JSC "KAMAZ". Work is performed with financial support of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation within the contract No. 9905/17/07-k-12 between JSC KAMAZ and "Bauman Moscow State Technical University".
Keywords: pneumohydraulic spring, chassis, stand, experimental study, the elastic characteristics, damping characteristic, heat load.

12 *Turlenko A. A., Sokolov R. I., Lukjnov G. Z., Sibiliyev M. K.* Improving of modern cross country military havy duty trains mobility
The main directions for improving cross-countru possibilities of modern military heavu dutu wheel troins are analised in the article.
Keywords: specific wheel train power, friction coefficient, trailing mass coefficient, full auto train power.

15 *Blinov Y. I.* On fundamentals of creating of dynamic theory of complex structural mechanic systems. Fluency of motion (suspension)
Widely used methods of the theory suspensions are based on description oscillations of the body and axles around stationary gravity centers. Transition to the concept of the curve pole with variable location takes the theoretical methods of the suspension analysis to the new level.
Keywords: principle of objective reality, model, suspension, system, dynamic, spatiality, pole with variable location.

25 *Antipenko V. S., Hodjakov A. A., Ramzi H. J.* Diagnostics of chemical activity of antifreeze
The method thermoactivation current spectroscopy were spent an estimation of chemical activity of antifreezes (degree of aggression of a cooling liquid as solvent in relation to rubber). It is established that chemical activity of antifreeze is connected both with temperature of a cooling liquid, and with a hydrogen indicator of environment.
Keywords: antifreezes, rubber swelling, polarization, chemical activity of antifreezes.

27 *Akchurin H. I.* Research of addition of water in gas mixture on increase of extent of compression and pressure of nadduvochny air of petrol engines
In article materials by definition admissible are stated to extent of compression and pressure of nadduvochny air when cooling a working body in the cylinder by injection of water in inlet air, and also operation of the engine without detonation.
Keywords: extent of compression, pressure of nadduvochny air, maximum temperature and pressure, fuel octane number, detonation, size of drops, coefficient of excess of air, effective efficiency.

30 *Maksimov V. A., Ismailov R. I., Maksimov P. V., Nazarov A. A., Sidel'nikov G. V.* Order of write-off of the linear buses operated in branches SUE Mosgortrans.
Rational procedure of writing of linear busses, on-the-road in the branches of GUP "Mosgortrans".
Keywords: considered in the article: linear busses, fixed assets, maximum technical or the fiziche-skoe state, restoration repair, transport vehicle, enterprise, book value, ostftochnaya cost.

38 *Denisov A. S., Yakubovuch I. A., Shafeev D. R.* Potentical functional car tuning in harsh environments
Experimentally investigated the nature of the influence of temperature of the engine on the wear rate of engine parts KAMAZ-740. Developed a device pre-lube engine designed for use in highly accelerated diesel engines operating in areas with low air temperatures.
Keywords: reliability of engines at low ambient temperatures, pre-start heating, functional tuning device for pre-lube the engine.

43 *Rementsov A. N., Toshev J. Sh.* Features of operation of vehicles at high altitude
The article discusses the features of the operation of automobiles in the mountains. Climatic factors affecting the reliability of cars. Requirements for the design of the car. The need to form additional requirements for the maintenance and repair of motor vehicles.
Keywords: traffic safety and maintenance, driving in mountainous terrain, road system, increasing the operational reliability of vehicles

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 27.04.2015. Подписано в печать 25.06.2015. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз". 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**