Грузовик с приложением

1
2014

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО «Издательство Машиностроение»

Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев, д-р техн. наук, гл. констр. ОАО "КАМАЗ"
В.М. Вовк, ген. дир. ОАО МЗКТ
В.А. Волчков, гл. ред. "Autotransportnik.ru"
С.М. Гайдар, д-р техн. наук, проф., МСХА им. К.А. Тимирязева
Л.В. Грехов, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана
В.А. Зорин, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
А.М. Иванов, д-р техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
Н.И. Иващенко, д-р техн. наук, МГТУ им. Н.Э. Баумана
В.В. Комаров, канд. техн. наук, зам. ген. директора ОАО НИИАТ
А.С. Кузнецов, инж.-констр. АМО ЗИЛ
В.А. Марков, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана
А.Н. Ременцов, д-р пед. наук, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
О.Н. Румянцева, ком. директор ООО "Издательство Машиностроение"
Е.Л. Рыбин, канд. военно-техн. наук, гл. констр. АМО ЗИЛ
А.Ф. Синельников, канд. техн. наук, проф. МАДГТУ (МАДИ)
В.С. Устименко, канд. техн. наук, НИИЦ АТ ФГУ 3 ЦНИИ МО РФ
Х.А. Фасхиев, д-р техн. наук, проф. Уфимского ГАТУ
Н.Д. Чайнов, д-р техн. наук, проф. МГТУ им. Н.Э. Баумана

Корпункты:
Я.Е. Карповский (г. Минск)
В.Г. Дьяченко (г. Харьков)

Адрес редакции
107076, Москва, Стромынский пер. 4.
Тел. (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер. 4.
Тел. (499) 268-38-58

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

Подписной индекс:
по каталогу «Роспечать» 37349,
по объединенному каталогу «Пресса России» 39799,
по каталогу «Почта России» 25782

© ООО «Издательство Машиностроение», «Грузовик», 2014

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 *Маланичев В. В.* Повышение максимальной скорости движения плавающих машин с гусеничными водоходными движителями путем улучшения управляемости

6 *Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Крохотин Ю. М., Марков В. А.* О решении некоторых проблем на пути совершенствования газодизельного цикла

Надежность и безопасность (цикл статей)

11 *Горбунов А. А., Кочетков А. В., Янковский Л. В.* Оценка влияния условий зимней эксплуатации на состояние аккумуляторной батареи транспортного средства

Практика

17 *Гусев Г. А.* Анализ работы фрикционного сцепления аварийно-спасательного автомобиля ГАЗ-27057 АСМ-41

21 *Власов Ю. А.* Организация и метод диагностического контроля самосвалов БелАЗ по параметрам работающего масла

Профессия

26 *Авуза А. Н.* Нормативная база и особенности аттестации рабочих мест водителей

Исследования. Расчет

31 *Горобцов А. С., Новиков В. В., Дьяков А. С., Гетманский В. В., Каныгина Е. А., Макаров А. А.* Исследование интенсивности нагрева гидроамортитзатора

33 *Яковлев П. В.* Опыт исследования новой раздаточной коробки на динамическую нагруженность

39 *Копотилов В. И.* Анализ некоторых версий силы тяги автомобиля

Безопасность

44 *Кошкин Е. А.* Методика против нарушителей

48 Abstracts of articles

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

Аннотации статей на русском и английском языках публикуются на сайте <Autotransportnik.ru>

УДК 629.113(06)

В. В. Маланичев, НИИЦ АТ ФГКУ "3 ЦНИИ" Минобороны России
E-mail: malanichev78@mail.ru

ПОВЫШЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПЛАВАЮЩИХ МАШИН С ГУСЕНИЧНЫМИ ВОДОХОДНЫМИ ДВИЖИТЕЛЯМИ ПУТЕМ УЛУЧШЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ

Приводятся технические предложения, позволяющие повысить максимальную скорость движения плавающих машин с гусеничными водоходными движителями за счет улучшения управляемости.

Ключевые слова: *плавающая гусеничная машина, гусеничный водоходный движитель, волногасительный щит, передний гидродинамический щиток, ходкость, управляемость, натурные испытания, максимальная скорость.*

(Рисунки на 3-й и 4-й полосах обложки)

Как известно, способность любой плавающей машины держаться на поверхности воды и передвигаться еще не является гарантией успешного преодоления водной преграды. Перемещение плавающих машин в желаемых направлениях определяется двумя тесно связанными между собой водоходными свойствами — ходкостью и управляемостью.

При этом, под ходкостью понимается способность плавающего средства преодолевать гидродинамическое сопротивлыение и развивать заданную скорость движения в конкретных условиях плавания при определенных затратах мощности установленного двигателя, приводящего в действие водоходные движители.

Под управляемостью понимается способность плавающей машины двигаться заданным курсом и изменять направление своего движения в зависимости от воздействия на органы управления, то есть понятие управляемости объединяет в себе поворотливость и курсовую устойчивость, а также инерционные характеристики (разгон, выбег, торможение).

Неудовлетворительная управляемость плавающий машины существенно снижает ее ходкость, так как максимальная скорость движения является осредненной скоростью преодоления определенной дистанции с учетом возможных потерь времени на подруливание (удержание заданного курса), то есть максимальная скорость всегда меньше или равна возможной мгновенной скорости движения.

Отсюда следует, что улучшение управляемости плавающей машины может служить некоторым резервом увеличения ее максимальной скорости движения.

В статье приводятся технические предложения по конструктивному исполнению и принципу действия, изначально направленные на улучшение управляемости и позволяющие повысить максимальную скорость движения однозвенной плавающей машины с гусеничными водоходными движителями за счет обеспечения удержания машины на заданном курсе при уменьшении общего количества воздействия механиком-водителем на штатные органы управления и меньших потерь линейной скорости при осуществлении поворотов.

Первое техническое предложение, подтвержденное патентом РФ на изобретение № 2300467 [1], заключается в установке на плавающей машине волногасительного щита, выполненного поворачивающимся относительно набегающего потока. Общий вид волногасительного щита в рабочем положении показан на рис. 1, принцип его действия при осуще-

ствлении поворота в движении схематично изображен на рис. 2.

Волногасительный щит 2 (рис. 1) представляет собой симметричную плоскую пластину. В транспортном положении щит прижат к лобовому листу корпуса 1. Выдвижение щита в рабочее положение и принудительное изменение расстояния h от щита до корпуса в зависимости от эксплуатационных условий (скорость движения плавающей машины v длина встречной волны λ, положение ватерлинии и другие) с целью нахождения его оптимального положения осуществляются при совместной работе гидроцилиндров 3 и 4. Гидроцилиндры 3 используются для фиксации оси поворота щита, гидроцилиндры 4 — для обеспечения поворота.

При прямолинейном движении штоки гидроцилиндров 4 выдвигаются на одинаковое расстояние, и волногасительный щит располагается параллельно относительно лобового листа корпуса на оптимальном удалении. При подаче давления в разные полости гидроцилиндров 4 происходит поворот волногасительного щита вокруг оси, фиксируемой с помощью гидроцилиндров 3. Взаимодействие набегающего потока с волногасительным щитом приводит к образованию дополнительной боковой силы $P_б$ (см. рис. 2), величина которой определяется гидродинамическим сопротивлением движению R_x, площадью щита, углом наклона оси поворота щита относительно вертикали (углом наклона нижнего лобового листа) и углом поворота щита α. Появление дополнительной боковой силы $P_б$ обеспечивает движение с меньшими радиусами циркуляции, чем при использовании только водоходных движителей, за счет увеличения общего поворачивающего момента $M_{пов}$.

Осуществление подруливаний может осуществляться без применения штатных органов управления плавающей машины, то есть без замедления одной из гусениц и потери линейной скорости, за счет чего обеспечивается увеличение максимальной скорости движения.

Второе техническое предложение, подтвержденное патентом РФ на изобретение № 2375210 [2], заключается в установке на плавающей машине передних гидродинамических щитков оригинальной конструкции, позволяющих осуществлять повороты в движении без изменения скорости вращения гусениц за счет временного увеличения отрицательной силы тяги, образованной верхней ветвью гусеницы отстающего борта.

Общий вид переднего гидродинамического щитка в составе гидродинамического оборудования для плава при прямолинейном движении машины показан на рис. 3, положение щитка и принцип его действия при осуществлении поворота (в сторону левого борта) показаны на рис. 4 и 5.

Передний гидродинамический щиток 1 (см. рис. 3) представляет собой прямоугольную пластину, размеры которой определяются шириной гусеницы и расстоянием между ведущим (направляющим) колесом гусеничного движителя и подкрылком (надгусеничной полкой). Передний гидродинамический щиток установлен на оси 2. К щитку крепится рычаг 3, соединенный со штоком гидроцилиндра 4.

При прямолинейном движении передний гидродинамический щиток совместно с другим оборудованием для плава, например бортовой гидродинамической решеткой 5, способствует изолированию, торможению и изменению направления выброса потока, образованного верхней ветвью гусеничного обвода и направленного против движения плавающей машины, под переднюю наклонную ветвь, что приводит к уменьшению отрицательной силы тяги верхней ветви и, как следствие, увеличению общей силы тяги гусеничного водоходного движителя и возрастанию скорости движения. Значения силы тяги гусеничных движителей двух бортов равны по величине, чем обеспечивается прямолинейное движение.

При осуществлении поворота на плаву передний гидродинамический щиток отстающего борта посредством привода устанавливается параллельно потоку (рис. 4), образованному верхней ветвью гусеничного обвода, что приводит к временному увеличению отрицательной силы тяги и, как следствие, уменьшению общей силы тяги движителя. Разница в силах тяги гусеничных водоходных движителей двух бортов (рис. 5) обеспечивает изменение направления движения. При этом сохраняется скорость вращения гусениц, что приводит к меньшим потерям линейной скорости движения плавающей машины.

Таким образом, осуществление подруливаний может осуществляться без воздействий на штатные органы управления плавающей машины, за счет чего обеспечивается увеличение максимальной скорости движения.

Таблица 1

Результаты испытаний по определению максимальной скорости движения на плаву МТ-ЛБ с экспериментальным и штатным оборудованием для плава

Номер опыта	Вариант оборудования для плава	Номер замера	Направление движения	Количество воздействий на рычаги управления	Время прохождения измеряемого участка, с	Скорость движения на галсе, м/с	Максимальная скорость движения, м/с (км/ч)
1	Штатное	1	Прямое	2	70,4	1,42	1,36 (4,9)
		2	Обратное	4	76,1	1,31	
		3	Прямое	2	73,0	1,37	
		4	Обратное	3	74,5	1,34	
2	Опытное	1	Прямое	—	70,4	1,42	1,47 (5,3)
		2	Обратное	—	68,2	1,47	
		3	Прямое	—	66,7	1,50	
		4	Обратное	—	67,6	1,48	

Таблица 2

Результаты испытаний по определению диаметра установившейся циркуляции МТ-ЛБ с экспериментальным и штатным оборудованием для плава

Номер опыта	Вариант оборудования для плава	Положение органов управления и щита	Направление поворота	Номер замера	Разница показаний дальномера, м	Диаметр циркуляции, м
1	Штатное	Затянут тормоз механизма поворота	В сторону левого борта	1	17,6	18,3
				2	18,4	
				3	19,0	
2	Опытное	Без воздействия на штатные органы управления, щит повернут	В сторону левого борта	1	19,8	20,4
				2	21,3	
				3	20,1	
3	Опытное	При воздействии на штатные органы управления, щит повернут	В сторону левого борта	1	15,1	15,1
				2	14,0	
				3	16,1	

Совместное применение способов осуществления поворота изменением положения передних гидродинамических щитков и скорости вращения гусениц обеспечивает получение минимальных радиусов циркуляции.

Эффективность технического предложения "Волногасительный щит плавающей машины" (патент РФ на изобретение № 2300467) в количестве средства повышения ходкости и управляемости проверена в ходе экспериментальных исследований.

Общий вид экспериментального оборудования для плава, установленного на гусеничном транспортере-тягаче МТ-ЛБ представлен на рис. 6. Положение волногасительного щита при осуществлении поворота на плаву показано на рис. 7.

Основные результаты экспериментальных исследований по оценке ходкости и управляемости гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ при использовании опытного щита представлены в табл. 1 и 2.

Максимальная скорость движения в каждом опыте (см. табл. 1) определялась как среднее значение по результатам четырех пробегов, осуществляемых в двух взаимно противоположных направлениях (на двух противоположных галсах). При этом скорость движения на галсе определялась по времени прохождения измерительного участка мерной линии длиной 100 м.

Подруливание при прохождении измерительного участка в опыте с экспериментальным оборудованием для плава осуществлялось не замедлением одной из гусениц с помощью рычагов, что сопровождается потерями мгновенной линейной скорости и увеличением времени прохождения заданной дистанции, а поворотом экспериментального щита с помощью тросового привода.

Диаметр установившейся циркуляции в каждом опыте (см. табл. 2) определялся как среднее значение по результатам трех замеров при осуществлении поворота в сторону левого борта.

В ходе испытаний применялся способ определения диаметра установившейся циркуляции, основанный на применении лазерного дальномера. При этом на машине симметрично относительно диаметральной плоскости были предварительно установлены две мишени для приема и отражения сигнала. Диаметр циркуляции в каждом замере определялся как разница показаний дальномера, установленного на берегу, до соответствующих мишеней на левом и правом бортах при осуществлении поворотов.

При оценке поворотливости с использованием экспериментального волногасительного щита подтвердилось его существенное влияние на уменьшение диаметра установившейся циркуляции вследствие образования дополнительной боковой силы при взаимодействии повернутого щита с набегающим потоком. При этом диаметр циркуляции, получаемый только за счет установки щита в крайнем положении, соизмерим с диаметром циркуляции при использовании тормозов механизмов поворота.

Проведенные экспериментальные исследования волногасительного щита подтвердили эффективность его использования в качестве средства повышения максимальной скорости движения (на 0,4 км/ч) за счет улучшения управляемости вследствие обеспечения возможности удержания машины на заданном курсе без использования штатных органов управления.

В ходе экспериментальных исследований также проверялась эффективность технического предложения "Передний гидродинамический щиток плавающей гусеничной машины" (патент РФ на изобретение № 2375210).

Качественная оценка влияния данного гидродинамического приспособления на управляемость (по величине диаметра установившейся циркуляции) показала, что достигнутый положительный эффект от его применения аналогичен (соизмерим) с эффектом от применения поворотного волногасительного щита, вследствие чего ожидаемый прирост максимальной скорости движения также может составлять до 0,4 км/ч (данные исследования не проводились вследствие несовершенства экспериментального оборудования).

Таким образом, технические предложения, касающиеся разработки и совершенствования гидродинамического оборудования для плава, подтверждают возможность дальнейшего повышения ходкости однозвенных плавающих машин с гусеничными водоходными движителями за счет улучшения управляемости. Достигнутый в ходе экспериментальных исследований положительный эффект в виде прироста максимальной скорости для гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ составил 0,4 км/ч (8 %) вследствие обеспечения возможности удержания машины на заданном курсе без использования штатных органов управления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Патент** на изобретение: № 2300467 Российской Федерации, МПК B60F 3/00 "Волногасительный щит плавающей машины" [Текст], В. В. Покутний, В. В. Маланичев, заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное унитарное предприятие "21 научно-исследовательский испытательный институт Минобороны России" (RU). Заявка № 2006114215 от 25.04.2006. Бюл. № 16 от 10.06.2007.
2. **Патент** на изобретение: № 2375210 Российской Федерации, МПК B60F 3/00 "Передний гидродинамический щиток плавающей гусеничной машины" [Текст], В. В. Покутний, В. В. Маланичев, заявитель и патентообладатель: Федеральное государственное учреждение "21 научно-исследовательский испытательный институт Минобороны России" (RU). Заявка № 2008129584 от 17.07.2008. Бюл. № 34 от 10.12.2009.

УДК 436.03.001.53

Л. В. Грехов, д-р техн. наук, проф., **Н. А. Иващенко**, д-р техн. наук, проф.,
МГТУ им. Н. Э. Баумана, **Ю. М. Крохотин**, канд. техн. наук, доцент,
Воронежская государственная лесотехническая академия,
В. А. Марков, д-р техн. наук, проф., МГТУ им. Н. Э. Баумана
E-mail: markov@power.bmstu.ru

О РЕШЕНИИ НЕКОТОРЫХ ПРОБЛЕМ НА ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО ЦИКЛА

Рассмотрены топливные системы газодизелей. Предложены конструкции форсунок, повышающие стабильность и увеличивающие давление впрыскивания запальных доз дизельного топлива.

Ключевые слова: *газодизель, топливная система, электрогидравлическая форсунка, упор.*

В настоящее время в качестве одного из наиболее перспективных видов альтернативного моторного топлива рассматривается природный газ [1, 2]. В 2010 г. доля природного газа в мировом балансе газовых альтернативных видов моторного топлива превысила 50 %. К 2035 г. мировое годовое потребление природного газа вырастет до 5,1 трлн кубометров, а его доля в топливном балансе планеты увеличится до 25 % [3]. Россия обладает огромными запасами природного газа: ее доля в мировых запасах природного газа составляет 18 %, а в общем объеме добываемого природного газа на ее долю приходится 15 % мировой добычи.

Применение природного газа, в первую очередь, целесообразно на автомобильном транспорте, потребляющем большую часть моторных топлив. В Германии предполагается к 2020 г. довести число автомобилей, работающих на природном газе, до 20 % общего автомобильного парка [2]. Используется этот вид топлива и на железнодорожном транспорте, в судовых дизелях, дизель-генераторных и мотокомпрессорных установках, других стационарных двигателях.

Особенность использования природного газа заключается в том, что он находится в одном агрегатном состоянии с окислителем — воздухом. Это облегчает организацию процесса смесеобразования, позволяет получить гомогенную топливовоздушную смесь, обеспечить ее полное сгорание, высокие экономические и экологические показатели двигателя. Причем, при конвертации двигателей внутреннего сгорания на природный газ предпочтительно использовать дизели, отличающиеся высокой степенью сжатия и работающие с увеличенным по сравнению с бензиновыми двигателями коэффициентом избытка воздуха. Это позволяет повысить эффективность сжигания природного газа, получить улучшенные показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов. Но при переводе дизелей на газообразные топлива возникает проблема обеспечения надежного воспламенения газовоздушной смеси в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов транспортного двигателя. Это обусловлено тем, что температура самовоспламенения нефтяных дизельных топлив составляет 230—300 °С (в зависимости от марки топлива), а природный газ (метан) имеет температуру самовоспламенения 540 °С. Поэтому температура конца сжатия T_c может оказаться недостаточной для самовоспламенения рабочей смеси. Одним из наиболее эффективных путей решения этой проблемы является реализация газодизельного цикла, в котором воспламенение газовоздушной смеси осуществляется от запальной дозы дизельного топлива [1, 2].

Возможно также принудительное зажигание рабочей смеси от свечи накаливания. Однако наименее затратным и достаточно легко реализуемым является воспламенение смеси природного газа с воздухом от запальной дозы дизельного топлива. Вместе с тем, существует проблема, которая до недавнего времени не была решена — низкое давление впрыскивания и нестабильность запальных доз, вызывающая пропуски рабочих циклов и скаплива-

ние несгоревшего газа в раскаленной выхлопной системе [4].

Величина запальной дозы должна быть минимальной (около 5...15 % номинальной цикловой подачи), что значительно меньше подач холостого хода. Аккумуляторные топливные системы способны подавать такие дозы [5], но в этом случае топливная система газодизеля в целом получается слишком громоздкой. Для подачи запальных доз необходимо использовать простые топливные системы непосредственного действия. Однако по данным [6], максимальная величина давления впрыскивания цикловых подач, соответствующих режиму холостого хода дизеля 6 ЧН 21/21, не превышает 15 МПа, после основного впрыскивания происходят от одного до трех неконтролируемых подвпрыскиваний топлива, форсунки льют. В связи с этим пуск и работа газодизелей на режиме холостого хода происходят при работе по дизельному циклу без подачи газа.

Топливные факелы, выходящие из распылителей форсунок, после прогрева и самовоспламенения дизельного топлива в цилиндре превращаются в огненные факелы, воспламеняющие газ. Чем больше число и размеры факелов, тем устойчивее воспламенение газа, тем больше шансов поддерживать рабочий процесс в случае уменьшения количества газа, поступающего в цилиндры при уменьшении нагрузки двигателя, тем больше степень замещения дизельного топлива газом. Размеры факелов при неизменных размерах проходных сечений распылителя определяются в основном тремя факторами: 1 — давлением впрыскивания дизельного топлива (чем оно больше, тем мельче распыливание дизельного топлива, больше поверхность факелов); 2 — скоростью и направлением движения газов на такте сжатия (чем больше скорость, тем качественнее смесеобразование и полнее сгорание газовоздушной смеси); 3 — давление в цилиндре (чем больше противодавление впрыскиванию дизельного топлива, тем эффективнее дробление струи, выходящей из каждого сопла, но меньше дальнобойность факелов). При уменьшении частоты вращения коленчатого вала и нагрузки газодизеля давление впрыскивания, скорость движения газов и давление газов в цилиндре уменьшаются, условия смесеобразования, воспламенения и сгорания газа ухудшаются, появляются недопустимые пропуски рабочих циклов. Увеличить размеры факелов при минимизированной запальной дозе можно за счет увеличения давления впрыскивания и создания дополнительного тангенциального движения газов с помощью специальных вытеснителей на головке поршня [7].

Считается, что проблема увеличения давления впрыскивания на режиме холостого хода дизелей давно решена путем отключения части цилиндров и увеличения цикловой подачи в работающих цилиндрах. Не вдаваясь в анализ недостатков этого метода, отметим, что для стабилизации запальных доз при работе всех цилиндров он неприемлем. Пневматическое или гидравлическое догружение иглы форсунки увеличивает величину максимального давления впрыскивания, но вместе с тем расширяет зону нестабильных цикловых подач и приводит к неконтролируемым подвпрыскиваниям топлива [8, 9]. Следует иметь в виду, что в известных топливных системах догружение игл форсунок чаще всего осуществляется не циклично, а непрерывно. Однако более предпочтительно догружать иглу лишь перед началом ее подъема и в процессе посадки, а также в течение некоторого времени после посадки иглы на запирающий конус распылителя.

Известно, что цикловая подача топлива связана с давлением впрыскивания зависимостью:

$$V_{\text{ц}} = \mu_c f_c t_{\text{впр}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{c.\text{ср}} - p_{\text{ц}}}, \qquad (1)$$

где $\mu_c f_c$ — эффективное проходное сечение сопловых отверстий распылителя форсунки; $t_{\text{впр}}$ — продолжительность впрыскивания; $p_{c.\text{ср}}$, $p_{\text{ц}}$ — соответственно среднее давление впрыскивания и давление в цилиндре; ρ — плотность топлива.

Из формулы (1) следует, что при неизменной величине цикловой подачи (в нашем случае — запальной дозы дизельного топлива) для увеличения максимального и среднего давления впрыскивания необходимо уменьшить эффективное проходное сечение сопловых отверстий и(или) уменьшить продолжительность впрыскивания.

Известно, что возможность уменьшения диаметра сопловых отверстий до 0,1...0,06 мм ограничена неблагоприятными изменениями геометрии топливных струй, опасностью засорения и закоксовывания сопел распылителя [10]. Уменьшению продолжительности впрыскивания запальных доз способствует увеличение скорости подъема иглы и опускания иглы, а также величина хода иглы до подвижного упора запальных доз. В этом отношении топливные системы непосредственного действия имеют ряд неиспользованных возможностей, в частности — комбинированное запирание иглы [11],

при котором пружина форсунки не препятствует началу подъема иглы, но способствует началу ее опускания. Увеличить скорость опускания иглы и исключить подвпрыскивания топлива позволит перепускной клапан, имеющий электромагнитный или пьезоэлектрический привод. В разные фазы процесса впрыскивания клапан сообщает или разобщает гидрозапорную камеру с камерой перед запирающим конусом иглы. В частности, в конце подачи топлива клапан открывается, давление над иглой резко возрастает, обеспечивая быструю посадку иглы. После посадки иглы давление перед запирающим конусом равно давлению в гидрозапорной камере, но сверху топливо действует на всю площадь сечения прецизионной части иглы, а снизу — лишь на дифференциальную площадку. Чем больше амплитуда волны давления после посадки иглы, тем плотнее прижимается игла к запирающему конусу — подвпрыскивания топлива невозможны.

Нестабильность подач холостого хода и запальных доз дизельного топлива связана, в основном, с волновыми процессами в топливопроводах высокого давления, двухфазным состоянием топлива в конце впрыскивания, нестабильностью остаточного давления на линии "топливный насос высокого давления (ТНВД)—топливопровод—форсунка", упругими колебаниями пружин форсунок, несоответствием между количеством топлива, поданного секцией ТНВД в топливопровод высокого давления и количеством топлива, вышедшим из топливопровода. Основными факторами, определяющими величину нестабильности запальных доз, являются наличие топливопровода между секцией ТНВД и форсункой, а также разная высота подъема иглы форсунки в последовательных циклах.

Наши исследования режимов холостого хода для аккумуляторных топливных систем показали, что исключить пропуски рабочих циклов можно путем установки в форсунку дополнительного упора, установленного с зазором по отношению к торцу хвостовика иглы форсунки или насос-форсунки. В топливных системах непосредственного действия дополнительный упор (назовем его упор запальной дозы) может быть нагружен механической пружиной. Эта конструкция представляет собой форсунку с одной иглой и двумя пружинами. Две витых пружины не всегда возможно разместить в корпусе форсунки. Мы предлагаем форсунку, в которой упор 5 запальной дозы выполнен в виде деформируемого тонкостенного стакана, материалом которого является пружинная сталь (рис. 1).

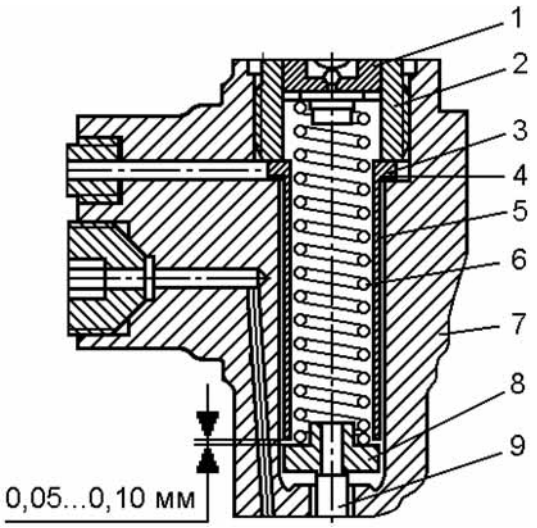

Рис. 1. Схема установки неподвижного деформируемого упора в корпус форсунки газодизеля ГДГ-50:

1 — тарелка регулировочного винта; 2 — корпус регулировочного винта; 3 — бурт упора; 4 — шайба регулировочная; 5 — упор неподвижный; 6 — пружина; 7 — корпус форсунки; 8 — тарелка пружины; 9 — штанга

В верхней части упора 5 выполнен бурт 3, которым упор 5 опирается на регулировочную шайбу 4. Бурт 3 зажат между корпусом 2 регулировочного винта и корпусом 7 форсунки. С помощью регулировочной шайбы 4 между нижним торцом упора 5 и тарелкой 8 устанавливается зазор величиной 0,05...0,10 мм. Для облегчения деформации упора 5 вдоль его продольной оси могут быть выполнены пазы. Число пазов и толщина стенки упора зависят от многих факторов, например, таких как ход иглы до упора, усилие и жесткость пружины, требуемая величина запальной дозы, суммарная масса подвижных деталей и др.

При работе двигателя на газе с подачей запальной дозы дизельного топлива форсунка работает следующим образом (рис. 2, *а*, *б*). В исходном положении между тарелкой 8 и упором 5 существует зазор δ, оптимальная величина которого составляет от 0,05 до 0,10 мм (см. рис. 2, *а*).

Между торцом иглы 10 и корпусом 7 форсунки также имеется зазор (δ_2), определяющий максимальную высоту подъема иглы (у форсунок дизелей различного назначения величина δ_2 составляет от 0,30 до 0,75 мм). ТНВД подает порцию топлива, соответствующую величине запальной дозы. В начале впрыскивания топлива игла 10 преодолевает усилие пружины 6 и вместе со штангой 9 и тарелкой 8 поднимается вверх до соприкосновения тарелки 8 с тор-

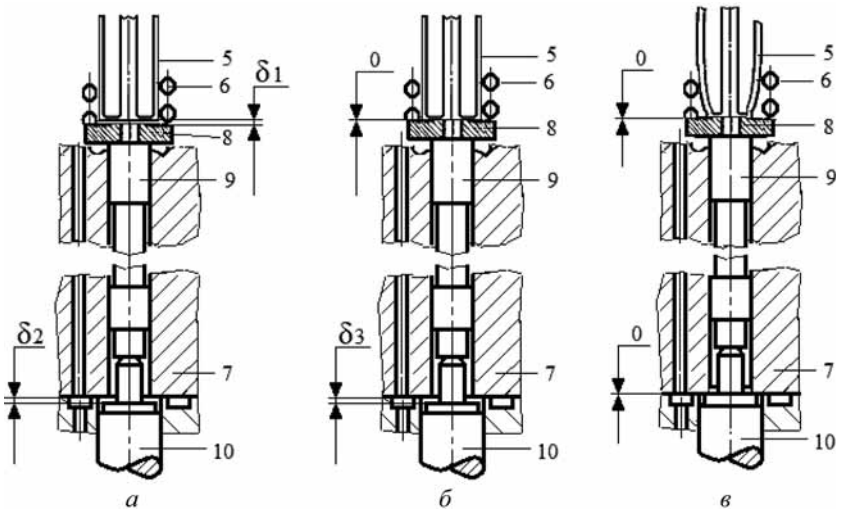

Рис. 2. Положение деталей форсунки в зависимости от условий работы двигателя:

а — исходное положение; *б* — подача запальных доз дизельного топлива; *в* — работа дизеля под нагрузкой без подачи газа: позиции 1—9 соответствуют рис. 1; 10 — игла форсунки; δ_1, δ_2, δ_3 — торцевые зазоры

цом упора 5 запальной дозы (см. рис. 2, *б*). Так как величина подачи топлива, ход δ_1 и инерция подвижных деталей невелики, игла 10 не в силах преодолеть силу упора 5. Высота подъема иглы в смежных циклах становится неизменной или незначительно изменяется при небольшой деформации упора (это зависит от величины запальной дозы, хода иглы до упора запальных доз, жесткости упора, величины подвижных масс, скоростного режима двигателя и др.). Стабильная высота подъема иглы обеспечивает неизменное проходное сечение под иглой и стабильную без пропусков подач запальную дозу.

При работе двигателя на дизельном топливе без подачи газа форсунка работает следующим образом (см. рис. 2, *в*). При непредвиденных обстоятельствах (например, закончился запас газа) должна быть обеспечена нормальная работа двигателя на дизельном топливе без подачи газа. В этом случае ТНВД увеличивает цикловую подачу и максимальную величину давления топлива. Упор 5 запальной дозы деформируется. Игла 10 форсунки поднимается на максимальную высоту до корпуса 7 форсунки. Под иглой обеспечивается максимальное проходное сечение. Так как нагрузочный режим работы двигателя на дизельном топливе (без подачи газа) является в некотором роде резервным (такой режим называют "limp home" — "хромай домой"), максимальный ход (δ_2) иглы форсунки желательно уменьшить, что благотворно скажется на работоспособности топливной системы и ресурсе упора запальных доз. Использование в каждой форсунке двух механических пружин приводит к вялому окончанию впрыскивания, особенно при подаче запальных доз, когда деформация упора 6 минимальна и упор 6 практически не участвует в посадке иглы. Кроме этого, для изменения усилия механической пружины необходимо, по меньшей мере, разобрать форсунку.

Более предпочтительным является вариант с комбинированным запиранием. В этом случае упор запальной дозы представляет собой механическую пружину, а игла нагружена давлением топлива (рис. 3).

Для того, чтобы в конце впрыскивания опустить иглу такой форсунки на запирающий конус, необходимо создать разность усилий на нее сверху и снизу. В различных условиях это можно сделать по-разному:

1 — давление в гидрозапорной камере равно давлению перед запирающим конусом иглы; давление в сопловом канале распылителя меньше давления перед запирающим конусом вследствие дроссели-

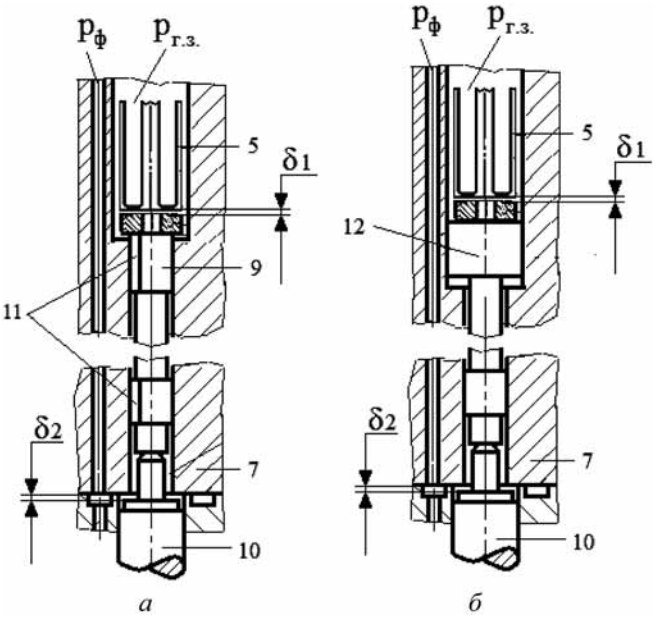

Рис. 3. Варианты конструкции форсунки:

а — с комбинированным запиранием без мультипликатора; *б* — с комбинированным запиранием и мультипликатором: позиции 5, 7, 9, 10 соответствуют рис. 1; 11 — паз; 12 — мультипликатор; $p_ф$, $p_{г.з}$ — давления перед запирающим конусом иглы и в гидрозапорной камере форсунки

рования топлива в проходном сечении под иглой при условии $\mu_и f_и < \mu_с f_с$;

2 — давление в гидрозапорной камере равно давлению перед запирающим конусом иглы; усилие на иглу со стороны гидрозапорной камеры больше усилия снизу вследствие установки дополнительного прецизионного мультипликатора, внешний диаметр которого больше внешнего диаметра иглы;

3 — давление в гидрозапорной камере больше, чем давление перед запирающим конусом иглы за счет дополнительной системы гидрозапирания.

Каждый из этих способов имеет свои достоинства и недостатки. Не вдаваясь в их анализ, отметим, что первый вариант реализуется легче. Для этого между гидрозапорной камерой и камерой перед запирающим конусом иглы достаточно установить клапан, имеющий электромагнитный или пьезоэлектрический привод и микропроцессорное управление.

Таким образом, для того, чтобы топливная система непосредственного действия обеспечила высокое давление и стабильность запальных доз дизельного топлива в газодизелях, она должна иметь следующие конструктивные особенности:

1 — для подачи запальных доз используются насос-форсунки;

2 — каждая из насос-форсунки имеет дополнительный подвижный упор, ограничивающий высоту подъема иглы при подаче запальных доз;

3 — насос-форсунки имеют комбинированное запирание (в начале подъема и в конце опускания иглы — гидравлическое, в конце подъема и начале опускания иглы — гидромеханическое запирание);

4 — каждая насос-форсунка содержит перепускной клапан, имеющий электромагнитный или пьезоэлектрический привод. В разные фазы процесса впрыскивания клапан сообщает или разобщает гидрозапорную камеру с камерой перед запирающим конусом иглы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Марков В. А., Гайворонский А. И., Грехов Л. В., Иващенко Н. А.** Работа дизелей на нетрадиционных топливах. — М.: Легион-Автодата, 2008. 464 с.
2. **Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю. В.** Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. — М.: ООО "ИРЦ Газпром", 2007. — 480 с.
3. **Пронин Е. Н.** Мировой рынок: наступила эпоха метана // Транспорт на альтернативном топливе. — 2011. — № 6. — С. 9.
4. **Фофанов Г. А., Григорович Д. Н., Нестрахов А. С.** Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта. М.: Интекс, 2008. — 144 с.
5. **Крохотин Ю. М.** Решение проблемы получения стабильных доз газодизелей // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. — 2012. — № 4. — С. 20—23.
6. **Вейнблат М. Х., Федякин П. А.** Снижение дымности отработавших газов форсированного дизеля на режимах холостого хода // Двигателестроение. — 1990. — № 11. — С. 8—10.
7. **Крохотин Ю. М., Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Рабочие процессы, конструкция и основы расчета энергетических установок с двигателями внутреннего сгорания: Учебник для вузов. Воронеж: ФГБОУ ВПО "Воронежская государственная лесотехническая академия", 2011. — 600 с.
8. **Федотов Г. Б., Левин Г. И.** Топливные системы тепловозных дизелей. М.: Транспорт, 1983. — 192 с.
9. Коротнев А. Г., Кульчицкий А. Р., Грехов Л. В. Аккумулирование утечек топлива в надыгольном объеме форсунок и экологические показатели дизеля // Автомобильная промышленность. — 2002. — № 4. — С. 13—15.
10. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей. — М.: Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
11. **Крохотин Ю. М.** Семейство электрогидравлических форсунок с комбинированным запиранием иглы для топливных систем непосредственного действия разделенного типа: основные положения // Автомобильная промышленность. — 2009. — № 6. — С. 13—15.

Сбербанк плюс КАМАЗ

Предметом настоящего Соглашения является развитие стратегического сотрудничества между сторонами, включая дочерние и зависимые общества Банка и Компании, на долгосрочной и взаимовыгодной основе. Соглашение предусматривает организацию размещения облигационного займа под государственные гарантии РФ с целью финансирования инвестиционной программы ОАО "КАМАЗ", расширение объемов сотрудничества в области финансирования текущей деятельности и зарплатных проектов группы компаний "КАМАЗ", а также разработку специальной льготной ипотечной программы для сотрудников компании

Пресс-служба ОАО "КАМАЗ"

УДК 621.43.044.7:629.3

А. А. Горбунов, А. В. Кочетков, Л. В. Янковский, Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Россия
E-mail: yanekperm@yandex.ru

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЗИМНЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА СОСТОЯНИЕ АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Рассмотрен вопрос зимней эксплуатации транспортных средств. Проведен анализ влияния условий эксплуатации в крупном городе на состояние аккумуляторных батарей транспортных средств на примере легковых автомобилей и наблюдение за температурой электролита аккумуляторной батареи при эксплуатации автомобиля в условиях крупного города при отрицательных температурах.

Ключевые слова: *холодное время, аккумуляторная батарея, зарядный баланс, система энергоснабжения, условия эксплуатации, опрос автовладельцев, внутреннее сопротивление, температура электролита, терминал сбора и передачи данных.*

В холодное время года при отрицательных температурах надежный пуск двигателя складывается из множества факторов: состояния самого двигателя, применяемых смазочных материалов и топлива, температуры окружающего воздуха, наличия или отсутствия предпусковой подготовки, состояния системы пуска. Но один из главных факторов — это состояние аккумуляторной батареи (АБ), которое зависит от интенсивности разряда при пуске холодного двигателя и качестве заряда при работе двигателя автомобиля.

Для нормальной работы АБ необходимо соблюдение зарядного баланса, т. е. количество электричества, полученное АБ в процессе заряда от генератора, должно быть больше, чем отданное за время разряда (пуска двигателя) [1]:

$$Q_з > Q_р, \quad (1)$$

где $Q_з$ — количество электричества, полученное в процессе заряда батареи, $Q_р$ — количество электричества, отданное батареей в процессе разряда.

Поскольку в процессе заряда и разряда АБ сила тока непостоянна, то количество электричества определяется как интеграл силы тока I по времени t [1]:

$$Q_з = \int_0^t I_з(t)dt, \quad (2)$$

$$Q_р = \int_0^t I_р(t)dt, \quad (3)$$

где $I_з$ и $I_р$ — соответственно сила токов заряда и разряда АБ; t — время заряда и разряда АБ.

Следовательно, при достаточном времени заряда АБ, условие заряда батареи можно записать в виде уравнения [1]:

$$I_г \geqslant I_{бз} + I_н, \quad (4)$$

где $I_г$ — ток генератора; $I_{бз}$ — ток заряда батареи; $I_н$ — ток нагрузки.

Зарядный баланс (4) не всегда соблюдается даже у исправного автомобиля, возможны ситуации, когда из-за большой нагрузки в бортовой сети ($I_н \geqslant I_г$) происходит снижение тока заряда батареи ($I_{бз} \leqslant 0$), часто бывает так, что недостаточно и время зарядки t, которое обусловлено временем работы автомобиля. Ситуация усугубляется, если у автомобиля неисправности в системах энергоснабжения, питания, пуска, либо установлено дополнительное оборудование с большим энергопотреблением, что в итоге также приводит к разряду АБ. Под влиянием перечисленных факторов частый и глубокий разряд ведет к повреждению АБ и сокращению срока ее службы.

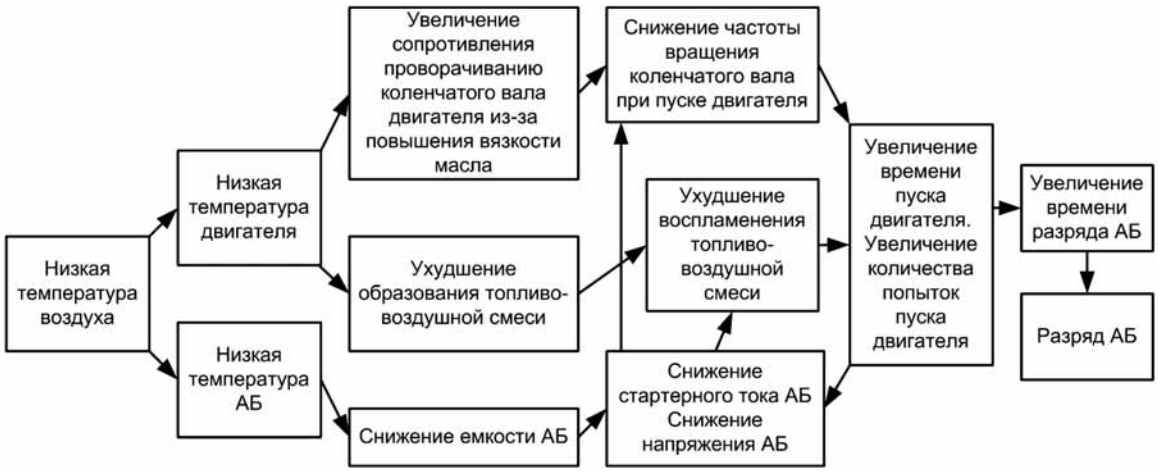

Рис. 1. Схема причинно-следственных связей разряда АБ при низкой температуре

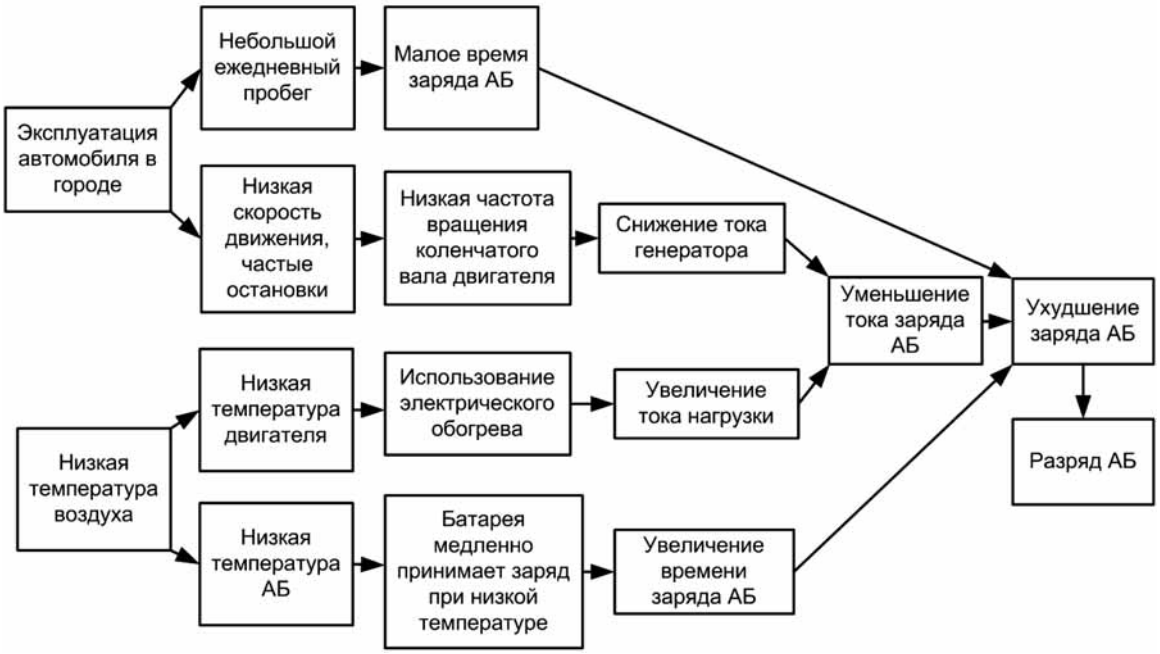

Рис. 2. Схема причинно-следственных связей недостаточного заряда АБ при низкой температуре

Рассмотрим подробнее факторы, влияющие на разряд батареи при отрицательных температурах при помощи обобщенных схем (рис. 1 и 2).

Анализ причинно-следственных связей разряда АБ при низкой температуре (см. рис. 1) и причинно-следственных связей недостаточного заряда АБ при низкой температуре (см. рис. 2) выявляет два фактора, от которых зависит разряд АБ. Это низкая температура окружающей среды и условия эксплуатации автомобиля в городе.

Для оценки проблемы был проведен опрос владельцев легковых автомобилей по вопросам, связанным с зимней эксплуатацией автомобилей ($N = 500$). По результатам опроса выявлены зависимости количества случаев незапуска двигателя при отрицательных температурах от среднего годового пробега, расстояния средней поездки по городу, температуры воздуха, способа хранения автомобиля и других условий — мощности двигателя (класс автомобиля), типа трансмиссии, возраста АБ.

При оценке влияния условий эксплуатации автомобиля в городе на количество случаев незапуска двигателя среднесуточный пробег не рассматривался, поскольку он не отражает количество запусков дви-

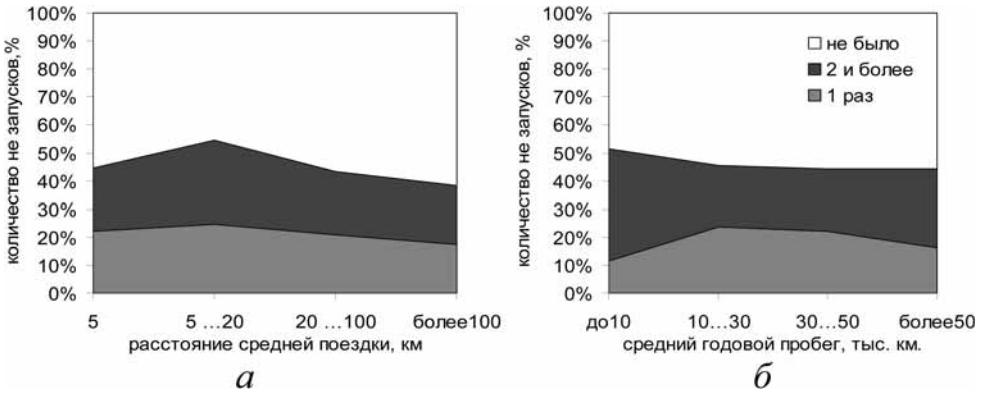

Рис. 3. Зависимость количества случаев незапуска двигателя от расстояния средней поездки по городу, км — *а*; и среднего годового пробега — *б*

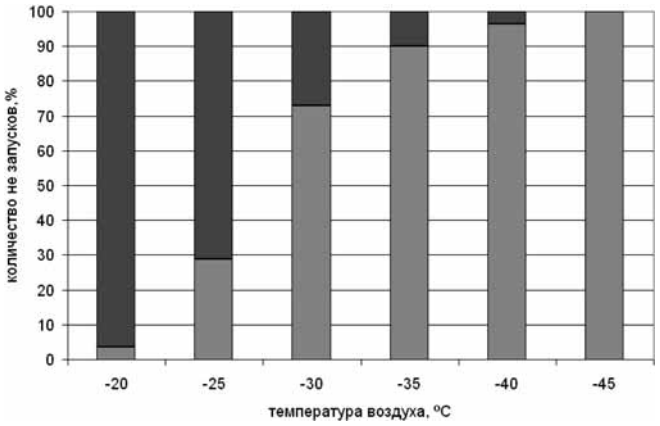

Рис. 4. Суммарный поток количества случаев незапуска двигателя при отрицательных температурах

гателя в течение суток. Поэтому использовали среднее расстояние поездки по городу (например, расстояние от дома до работы).

Время заряда АБ зависит от времени работы двигателя, т. е. от продолжительности поездки. При небольших поездках и соответственно при небольшом годовом пробеге время заряда АБ недостаточно. Наибольшее количество незапусков наблюдается при средней поездке по городу на расстояния от 5 до 20 км — 55 % опрошенных, и при среднем годовом пробеге до 10 тыс. км — 51 % опрошенных, рис. 3, *а* и *б*.

Влияние температуры окружающей среды на количество незапусков проявилось следующим образом. На рис. 4 представлен суммарный поток незапусков в зависимости от температуры окружающего воздуха. Незапуски двигателя, связанные с неработоспособностью АБ, выявлены в диапазоне низких температур от –20 до –45 °С. Более половины (73 %) всего количества случаев незапуска произошло при температуре окружающего воздуха выше –35 °С.

Также количество незапусков зависит от способа хранения автомобилей. При хранении автомобиля в неотапливаемом гараже количество незапусков сокращается на 18 % по сравнению с безгаражным хранением, рис. 5, *а* и *б*.

Рассмотрены другие условия, также оказывающие влияние на состояние АБ. Чем выше класс автомобиля, тем более высокие требования предъявляются к его надежности, в том числе и к системе энергоснабжения. Для оценки влияния этого условия был проведен анализ зависимости количества незапусков от мощности двигателя. Этот параметр выбран для упрощения опроса и обработки данных, поскольку он напрямую связан с классом автомобиля, при этом намеренно не учитывалась марка и класс автомобиля. Для удобства опроса мощность двигателя указывалась в л. с. и для анализа была разбита на 5 групп (табл. 1). Наибольшее количество

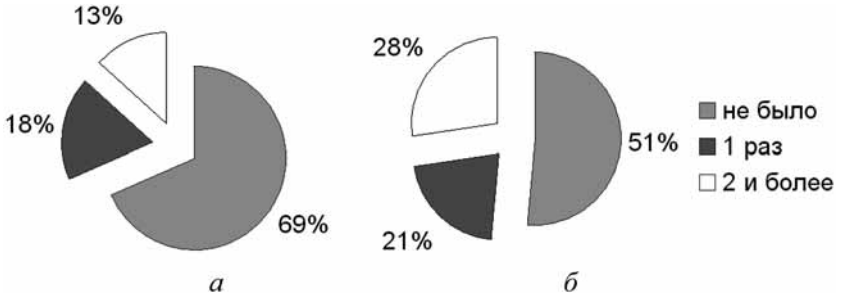

Рис. 5. Влияние способа хранения автомобилей на количество незапусков:

а — хранение в гараже, *б* — безгаражное хранение

Таблица 1

Зависимости количества незапусков от мощности двигателя

Мощность двигателя, л. с.	Количество незапусков в течение зимы, %		
	не было	1 раз	2 и более раз
До 80	42	24	34
80—100	53	19	28
100—120	54	14	32
120—150	46	17	37
Более 150	70	16	14

незапусков было выявлено у автомобилей с мощностью двигателя до 80 л. с., в сумме 58 % (см. рис. 4), это, как правило, недорогие автомобили малого класса, которые используются для ежедневных поездок на работу.

Наименьшее количество незапусков у автомобилей с мощностью двигателя более 150 л. с., что вполне закономерно; в основной массе это более дорогие и конструктивно более совершенные автомобили (рис. 6).

Совместное влияние двух условий — мощность двигателя (класс автомобиля) и тип трансмиссии показано на рис. 7. При запуске двигателя в условиях

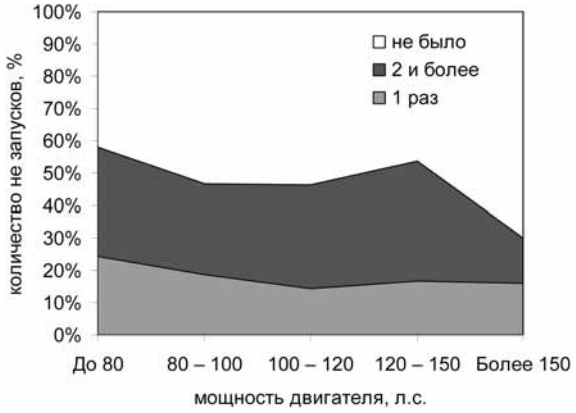

Рис. 6. Зависимость количества случаев незапуска двигателя от мощности двигателя (класса автомобиля)

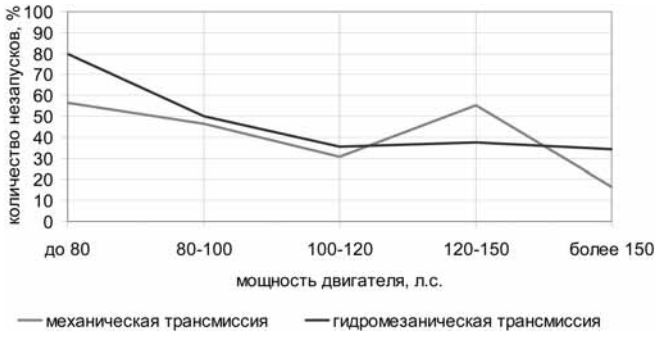

Рис. 7. Влияние мощности двигателя (класс автомобиля) и типа трансмиссии на количество незапусков

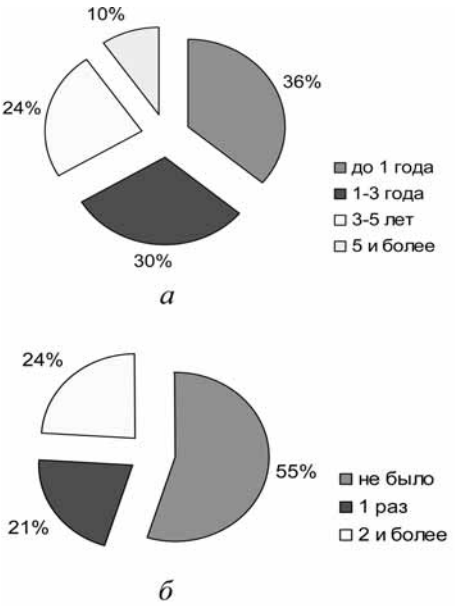

Рис. 8. Результаты опроса автовладельцев: возрастная структура АБ — *а*; количество случаев незапуска двигателя — *б*

отрицательных температур гидромеханическая трансмиссия создает дополнительное сопротивление проворачиванию коленчатого вала (КВ). Как следствие увеличивается нагрузка на АБ, снижается частота вращения КВ и увеличивается вероятность незапуска, главным образом для автомобилей малого класса с мощностью двигателя до 80 л. с.

В целом опрос показал, что у 45 % автомобилей были случаи незапуска двигателя в течение зимы, а у 24 % подобные случаи повторялись несколько раз (рис. 8, *а*) несмотря на небольшой срок эксплуатации АБ (76 % не старше 3-х лет) (рис. 8, *б*). В пределах 1—3 лет эксплуатации состояние АБ мало зависит от ее возраста, а обусловлено условиями эксплуатации и классом автомобиля. Состояние АБ в основном зависит от величины зарядного тока, который в свою очередь ограничивается внутренним сопротивлением АБ (при постоянном значении напряжения). А внутреннее сопротивление АБ зависит от температуры электролита [2].

Отечественные ученые занимались вопросами эксплуатации АБ [2, 3]. Однако данные исследования проводились в прошлом веке и начале нынешнего, за прошедшее время существенно изменились технологии изготовления аккумуляторных батарей. Поэтому было проведено испытание современных АБ на прием заряда при отрицательных температурах. Испытание АБ на прием заряда производится в соответствии с ГОСТ Р 53165—2008 [4]. Однако он не

Таблица 2

Сравнение силы зарядного тока в конце 10-й минуты заряда при различных температурах

Марка батареи	Сила зарядного тока при различных температурах, А (%)			
	$I_з$ –30 °С	$I_з$ –20 °С	$I_з$ –10 °С	$I_з$ — 0 °С
Титан	0,3 (2,4)	0,8 (6,5)	1,5 (12,1)	12,4 (100)
Атлас	1,0 (7,1)	1,0 (7,1)	2,4 (17,1)	14,0 (100)
Варта	1,0 (6,7)	1,1 (7,1)	2,4 (16)	15,0 (100)
Панасоник	0,2 (2,2)	0,4 (4,4)	1,6 (17,8)	9,0 (100)

предусматривает испытание АБ на прием заряда при отрицательных температурах.

В отличие от требований [4], для предупреждения замерзания электролита степень разряженности была уменьшена с 50 до 25 %. В испытаниях использовались четыре АБ разных производителей и разной емкости, снятые с технически исправных автомобилей:

1. "Титан" 12 В 62 А · ч (Россия);
2. "Атлас" 12 В 60 А · ч (Южная Корея);
3. "Варта" 555 065 042 — 12 В 55 А · ч (Чехия);
4. "Панасоник" 46B24L(S)-MF — 12 В 45 А · ч (Япония).

Результаты испытаний показали значительное снижение зарядного тока при температуре электролита ниже –10 °С. На рис. 8 представлены графики зависимости силы зарядного тока от температуры для упомянутых АБ. При температуре –10 °С сила зарядного тока АБ составляет от 1,5 до 2,4 А. Сравнение значения силы зарядного тока при различных температурах (за 100 % принята сила зарядного тока при 0 °С [4]) представлено в табл. 2.

При температуре электролита –10 °С сила зарядного тока для различных АБ составляет 10—16 % от силы зарядного тока при температуре 0 °С. Следовательно, при прочих равных условиях для заряда АБ на одинаковую величину при температуре –10 °С потребуется в 5—8 раз больше времени, чем при температуре 0 °С. Учитывая особенности эксплуатации автомобиля в городе (поездки на небольшие расстояния) можно предположить, что АБ не прогревается за короткое время работы двигателя, и следовательно, не успевает заряжаться. Что косвенно подтверждается количеством случаев пуска двигателя, рис. 9, *б*.

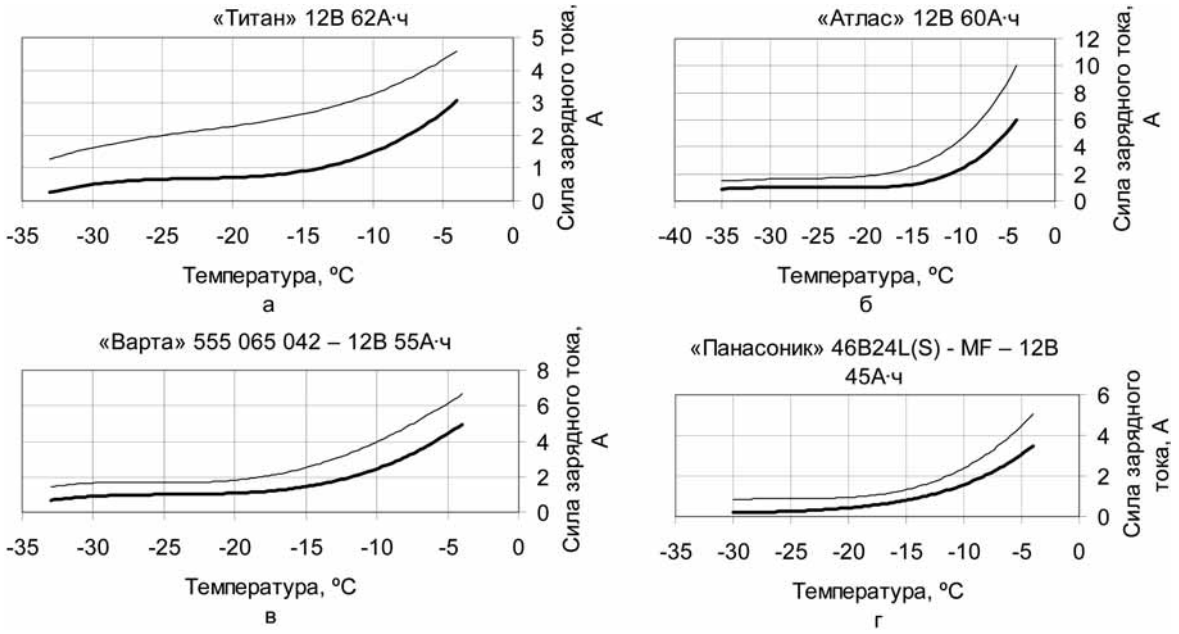

Рис. 9. Зависимость силы зарядного тока от температуры электролита. Батареи разряжены на 25 %, напряжение зарядного источника 14,5 В, верхняя линия на графике — сила зарядного тока в конце 1-й минуты, нижняя — сила зарядного тока в конце 10-й минуты:

а — "Титан" 12 В 62 А · ч (Россия); *б* — "Атлас" 12 В 60 А · ч (Южная Корея); *в* — "Варта" 555 065 042 — 12 В 55 А · ч (Чехия); *г* — "Панасоник" 46B24L(S)-MF — 12 В 45 А · ч (Япония)

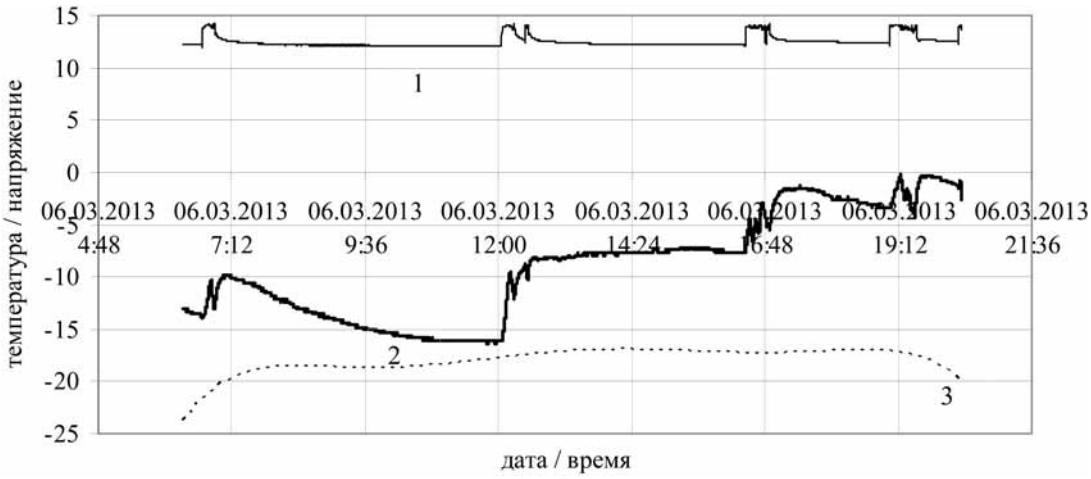

Рис. 10. Изменение температуры АБ в процессе хранения и работы автомобиля:

1 — напряжение АБ, В; 2 — температура электролита, °С; 3 — температура наружного воздуха, °С

Для оценки температуры АБ в процессе эксплуатации автомобиля в городских условиях на автомобиль ВАЗ-2114 был установлен терминал сбора данных. В задачи терминала входили: запись текущих значений температуры окружающей среды, температуры электролита АБ, напряжения АБ, скорости и направления движения автомобиля. На рис. 10 представлены графические данные изменения параметров в процессе работы автомобиля.

По графику напряжения бортовой сети ($U_б$) (см. кривая 1 рис. 10) можно фиксировать моменты запуска и остановки двигателя. При $U_б > 13{,}5$ В — двигатель запущен. При $U_б < 13{,}5$ В — двигатель остановлен. Кривая 1 (см. рис. 10) отображает температуру электролита АБ. Кривая 3 (см. рис. 10) отображает температуру окружающей среды.

В промежутке времени с 6.20 до 20.40 зафиксировано пять поездок продолжительностью от 6 до 30 мин и шесть запусков двигателя. При температуре воздуха окружающей среды от –17 до –24 °С, за шесть поездок в течение дня температура АБ не превысила 0 °С. Удовлетворительная температура для заряда АБ (выше –10 °С) [3] зафиксирована только в последние три поездки. Следовательно, энергия АБ, потраченная на запуск двигателя в первой половине дня, не была восполнена и АБ частично разряжена.

Предположение о недостаточном прогреве АБ при отрицательных температурах подтвердилось. Выявлены причины неработоспособности АБ при отрицательных температурах:

- недостаточное время заряда (поездки на небольшие расстояния);
- недостаточный зарядный ток из-за повышенного сопротивления АБ.

Проделанная работа показала актуальность проблемы поддержания энергетического баланса системы энергоснабжения автомобиля в условиях крупного города при отрицательных температурах. Исходя из условий сурового климата большой территории нашей страны и постоянного роста автомобилизации, который приводит к усложнению условий эксплуатации в крупных городах, проблема поддержания энергетического баланса системы энергоснабжения автомобиля актуальна и требует более глубокого и всестороннего исследования, в том числе и для грузового транспорта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ютт В. Е.** Электрооборудование автомобилей: учебник для вузов / В. Е. Ютт. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Горячая линия—Телеком, 2009.
2. **Жиганшин А. А.** Система оптимизации зарядного напряжения аккумуляторной батареи автотранспортного средства на основе учета внешних воздействий и потребителей энергии: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.13.05 / Казанский гос. технич. ун-т им. А. Н. Туполева. Казань, 1998. 20 с.
3. **Акимов С. В., Чижков Ю. П.** Электрооборудование автомобилей. Учебник для вузов. — М.: ЗАО "КЖИ За рулем", 2004 — 284 с.: ил.
4. **ГОСТ Р 53165—2008** Батареи аккумуляторные свинцовые стартерные для автотракторной техники. Общие технические условия.

УДК 629.113.006

Г. А. Гусев, канд. техн. наук, Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота ФГБОУ ВПО "КГТУ", г. Калининград
E-nail: kafedra.avto@bga_gazinter.net

АНАЛИЗ РАБОТЫ ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОГО АВТОМОБИЛЯ ГАЗ-27057 АСМ-41

В статье проведен анализ работы фрикционного сцепления аварийно-спасательной машины АСМ-41, находящейся на вооружении МЧС России, определены причины его низкой надежности. Предлагается способ диагностирования работы фрикционного сцепления на силовом тормозном стенде и параметры, применяемые в качестве диагностических в автомобильном центре Балтийской государственной академии рыбопромысловою флота ФГБОУ ВПО "КГТУ". Даны рекомендации по увеличению сроков службы фрикционного сцепления в эксплуатации.

Ключевые слова: *фрикционное сцепление, буксование сцепления, температура нагрева, коэффициент запаса крутящего момента, диагностирование, силовой тормозной стенд, диагностические параметры, увеличение времени работы.*

В соответствии со штатами поисково-спасательных отрядов МЧС России, самой массовой аварийно-спасательной машиной является АСМ-41, созданной на базе автомобиля ГАЗ-27057 "Газель" в грузопассажирском исполнении. Ее полная масса составляет 3500 кг. Считается, что этот автомобиль наиболее приспособлен к перемещению в условиях города.

Опыт работы автора статьи на должности начальника инженерно-технического отдела в поисково-спасательном отряде МЧС России по Калининградской области — филиале федерального государственного казенного учреждения "Северо-западный региональный поисково-спасательный отряд МЧС России", по эксплуатации этих машин показал, что, учитывая специфику работы, наиболее низкой надежностью автомобиля ГАЗ-27057 обладает сцепление.

Целью исследования является разработка методического и технического обеспечения увеличения срока службы фрикционного сцепления автомобиля ГАЗ-27057 в эксплуатации.

Эксплуатация этих специальных машин, учитывая специфику работы, постоянно осуществляется с полной нагрузкой. Особенность Калининградской области — множество водоемов, в том числе два залива, озера, реки, морское побережье, а также необходимость постоянной доставки одноосных прицепов, не оборудованных тормозными системами, с плавсредствами массой от 750 до 1500 кг, используемых для поисково-спасательных работ. Наработка сцепления на отказ на этих машинах составила 4000—12000 км, в зависимости от производителя сцепления. А это не соответствует гарантийным срокам. В соответствии с ГОСТ Р 53409—2009 "Сцепления сухие фрикционные" гарантийный срок для сцеплений, поставляемых в качестве запасных частей, составляет 18 месяцев с момента установки их на автомобиль.

Конструктивно данный автомобиль не предназначен для постоянной эксплуатации с прицепом. Тягово-сцепные устройства для прицепов массой до 3500 кг в соответствии с ГОСТ 28248—89, установлены нами самостоятельно и не предусматривают в конструкции упругого элемента, создают значительную дополнительную нагрузку на заднюю ось и трансмиссию автомобиля.

Дороги Калининградской области сильно нагружены, имеют постоянные "пробки" в городах области и по направлению к морскому побережью.

Фактическая минимальная скорость движения автомобиля ГАЗ-27057 не обеспечивает равномерного движения в городских "пробках", и водителю приходится регулировать скорость движения педалью сцепления с помощью принудительного буксования сцепления, что является экстремальным режимом работы для данного узла, вследствие чего происходит перегрев

дисков сцепления. Количество выключений сцепления в "пробках" г. Калининграда иногда доходит до 200 на 1 км.

Как известно, одним из основных факторов, определяющих срок службы пар трения, является их тепловой режим [1].

Поэтому необходимо для снижения скорости движения у данного автомобиля включать понижающую передачу в раздаточной коробке. Но и это не обеспечивает необходимую скорость движения в 3—5 км/час с полной нагрузкой и прицепом: передаточное число понижающей передачи в раздаточной коробке необходимо увеличить. Как известно, средняя температура поверхности трения пропорциональна работе буксования. При длительном буксовании температура в сцеплении достигает 300 °С, но уже при 200 °С коэффициент трения снижается в 2 раза [1]. При этой температуре вязкие связующие из некоторых фрикционных накладок плавятся, в результате чего они становятся пористыми и быстро изнашиваются.

Опыты показывают, что на поверхности дисков местная температура иногда достигает более 1000 °С [3].

Были случаи, когда вследствие перегрева сцепление на некоторое время полностью отказывало. И лишь после перерыва (принудительной стоянки автомобиля) и восстановления нормального теплового режима работа восстанавливалась.

Очевидно, что необходимо уточнить существующие и разработать новые более совершенные методы теплового расчета при конструировании фрикционного сцепления. Как показывает опыт, если сцепление в эксплуатации забуксовало, то в дальнейшем данный процесс будет лишь прогрессировать и откладывать ремонт в этой ситуации не стоит.

По нашему мнению, для определения технического состояния сцепления и проведения исследований удобен метод диагностирования фрикционного сцепления с использованием универсального силового тормозного стенда, установленного на смотровой канаве. При этом тормозной момент неработающего двигателя будет использован как нагрузка при подключенной трансмиссии автомобиля.

Признаками неисправностей сцепления автомобиля ГАЗ-27057 при диагностировании на тормозном стенде являются следующие факторы.

Пробуксовка под нагрузкой (вследствие отсутствия свободного хода, ослабления нажимных пружин или износа фрикционных накладок). Включив в коробке передач прямую передачу, вращая барабаны силового тормозного стенда, мы можем замерять при помощи стробоскопа обороты вращения коленчатого вала двигателя и выходного вала коробки передач. Если пробуксовка отсутствует, то карданный вал будет неподвижным, так как он работает с коленчатым валом двигателя как одно целое.

Неполное выключение (вследствие увеличенного свободного хода, перекоса рычажков, заклинивания или коробления диска). Выключая сцепление на разных передачах при прокручивании на стенде, надо следить за изменением скорости вращения ведомых и ведущих деталей, предварительно сняв нижнюю крышку сцепления.

Резкое включение (вследствие заедания муфты, поломки демпферных пружин, износа шлицов ступицы ведомого вала).

Нагрев деталей сцепления, стуки и шумы (вследствие разрушения подшипника, ослабления заклепок накладок диска, нарушения положения выключающих рычажков). Нагрев деталей сцепления мы замеряли лазерным термометром. Стуки и шум были хорошо слышны, так как двигатель не работает.

Диагностирование технического состояния сцепления на тормозных стендах сейчас вполне доступно, ведь тормозные стенды распространены в диагностических автомобильных центрах на линиях контроля технического состояния автомототранспортных средств. Есть также возможности подключать персональный компьютер к тормозному стенду и хранить в базе данных информацию о показателях усилий выключения сцепления, времени буксования, а также виброакустические осциллограммы. Сравнивая эти параметры исправных автомобилей с полученными, можно сделать вывод о его техническом состоянии узла.

Обязательно сцепление надо диагностировать при регулировках, после ремонта и обкатки (после замены) для притирки и увеличения площади прилегания ведомого и ведущих дисков.

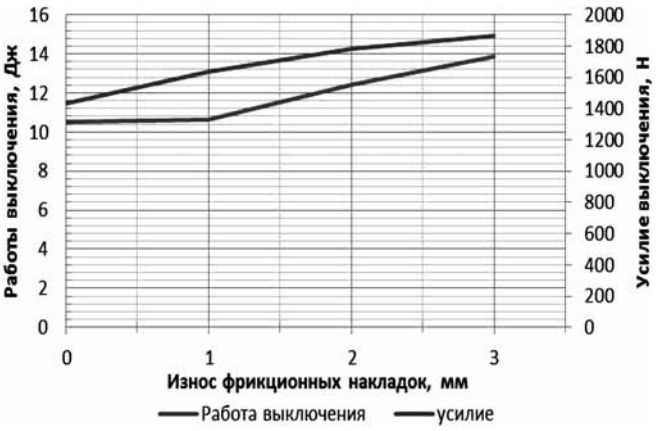

Рис. 1. График зависимости работы и усилия выключения, замеренных на тарельчатой пружине сцепления двигателя ЗМЗ-406 при износе фрикционных накладок на 1, 2 и 3 мм

В ходе исследований [4] фрикционного сцепления двигателя ЗМЗ-406 получены закономерности изменения усилия на нажимном механизме в зависимости от износа фрикционной накладки (рис. 1). Мы их использовали в качестве параметров при диагностировании сцепления автомобиля ГАЗ-27057 на тормозном стенде автомобильного центра Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота ФГБОУ ВПО "КГТУ".

На тормозном стенде удобно также проверять технику вождения водителей автомобилей в части плавности включения и быстроты выключения сцепления при использовании тормозного стенда как тренажера. Для нас это важно, поскольку аварийно-спасательные машины АСМ-41 относятся к дежурным средствам и имеют свою специфику в эксплуатации: водителями этих машин являются спасатели, заступившие на дежурство. Поэтому количество сменных водителей, работающих на одной машине, в месяц может быть более восьми.

У автомобиля АСМ-41 с двигателем ЗМЗ-402, -405, -406 применяются различные виды фрикционного сцепления: с центральной диафрагменной пружиной и с периферийным расположением пружин. Да и изготовители узла тоже различны. Однако запас крутящего момента у сцепления всех конструкций недостаточен — менее $\beta = 2$, что не соответствует требованиям, предъявляемым к сцеплениям этих автомобилей ($\beta = 2 \div 3$) [1]. По нашему мнению, не может одно и то же сцепление устанавливаться и на легковые машины "Патриот" либо "Волгу", и на грузовые машины "Газель".

В настоящее время выпускаются автомобили с двигателями УМЗ-4216 со сцеплением HOLA S258 голландской фирмы с коэффициентом запаса крутящего момента сцепления $\beta = 2{,}18$. Оно соответствует требованиям ГОСТ Р 53409—2009.

При осмотре деталей данного узла, которые требовали замены, имелись явные следы перегрева и, соответственно, коробления ведомого и нажимного дисков (маховик двигателя следов износа и перегрева не имел). Значит, эксплуатационники вынужденно производили замены сцепления в сборе.

В ведомом диске имеется демпфер для гашения крутильных колебаний, которые возникают при неравномерном вращении коленчатого вала двигателя. На рис. 2 показана расчетная амплитудно-частотная характеристика угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя ЗМЗ-4062.10 от действия 12-и гармоник вынуждающего момента [2]. Из графика следует, что резонансные частоты вращения коленчатого вала (3600, 5400 мин$^{-1}$) соответствуют максимальным углам закрутки носка коленчатого вала, равным 0,0054 и 0,00942 рад. При этом касательные напряжения в узловом сечении вала соответствуют 22,6 и 41,5 МПа, что превышает допустимые значения в 22÷25 МПа.

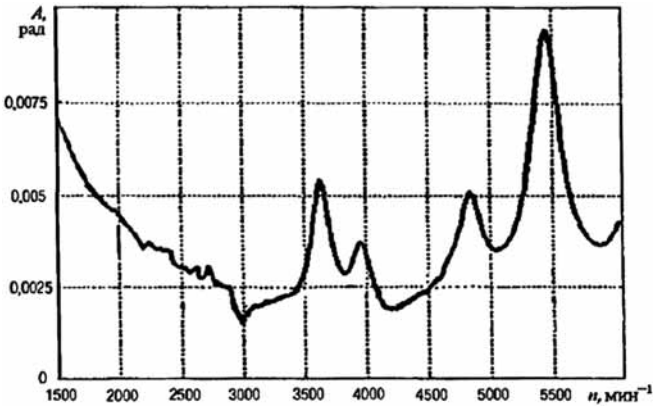

Рис. 2. Зависимость амплитуды угловых колебаний носка коленчатого вала двигателя ЗМЗ-4062.10 от частоты его вращения

Для гашения крутильных колебаний коленчатого вала двигателей ОАО ЗМЗ проведены расчеты демпфера жидкостного трения (силиконового) и демпфера внутреннего трения (резинового). Однако имеющиеся конструкции на иномарках и опыт их эксплуатации не всегда оправдывают конструктивные решения двухмассовых маховиков по причине значительного удорожания при их ремонте. Замена двухмассового маховика в автосервисах города Калининграда в 10 раз дороже стоимости замены ведомого диска сцепления с демпфером (Опель, Тойота).

Тормозной стенд позволяет при установке на машину проводить диагностирование и испытание работы двухмассового маховика. Демпфер сцепления также служит для гашения резких изменений угловых скоростей валов силовой передачи при движении автомобиля по неровностям дороги и т. д., фрикционные элементы превращают кинетическую энергию низкочастотных колебаний в тепло, которое должно рассеиваться. Как известно, окончательное значение параметров демпфера устанавливается опытным путем, так как их выбор связан с крутильными колебаниями силовой передачи и двигателя.

На рис. 3 показаны колебания, снятые нами на корпусе раздаточной коробки и возникающие от неравномерности угловых скоростей шарнира карданного вала, идущего от коробки передач к раздаточной коробке. На этом автомобиле применен гидравлический привод управления сцеплением с автоматической регулировкой свободного хода, что, однако, требует постоянного диагностирования, вследствие подозрений на буксование сцепления, особенно в период обкатки после его замены или ремонта.

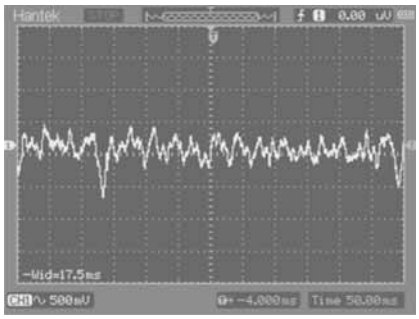

Рис. 3. Осциллограмма резонансных колебаний шарнира основного карданного вала

На практике приходится устанавливать гидравлический привод сцепления производства фирмы "Sachc". Он подходит по креплению к нашему автомобилю, и хорошо показал себя в эксплуатации.

Аварийно-спасательная машина АСМ-41 на базе автомобиля ГАЗ-27057 имеет постоянно полный привод с развесовкой на передний и задний мост 1 к 2. При этом в раздаточной коробке, соединенной с коробкой передач карданной передачей, имеется межосевой простой симметричный конический дифференциал с ручной принудительной блокировкой.

При движении по сухому дорожному покрытию в городских условиях коэффициент сцепления колес переднего моста и сдвоенных колес заднего моста можно принять одинаковым и, в соответствии с первым свойством дифференциала, можно считать, что он равномерно распределяет подводимый момент на оба кардана привода ведущих мостов. Тогда предельная по сцеплению сила тяги P_φ под колесами переднего и заднего моста будет:

$$P_{\varphi 1} = G_{N1}\varphi;$$

$$P_{\varphi 2} = G_{N2}\varphi,$$

где G_N — нагрузка на колеса соответственно переднего и заднего мостов, Н; φ — коэффициент сцепления.

Ведущий момент M соответственно:

$$M_1 = G_{N1}r_o\varphi;\ M_2 = G_{N2}r_o\varphi,$$

где r_o — радиус колеса, м.

В силу первого свойства дифференциала, крутящий момент на обоих мостах выравнивается на корпусе дифференциала. Выравнивание произойдет по минимальному крутящему моменту, а общий ведущий момент, подводимый к мостам машины, будет равен:

$$M_{o1} = 2M_1.$$

Отсюда, часть крутящего момента, подводимого от двигателя автомобиля, теряется в механизмах дифференциалов.

Второе свойство дифференциала состоит в том, что он позволяет управляемым колесам переднего моста и колесам заднего моста вращаться с разными угловыми скоростями. Как известно, чрезмерное уменьшение жесткости привода ведущих колес приводит к появлению в трансмиссии низкочастотных колебаний большой амплитуды, которые гасятся в демпфере сцепления, дополнительно нагревая его [2].

При блокировке дифференциала, необходимой для преодоления временных дорожных препятствий, возникает циркуляция мощности. Значит блокировка должна применяться только при крайней необходимости, так как в силу вышеизложенных обстоятельств происходит большая нагрузка на агрегаты трансмиссии, в том числе и на сцепление.

Из сказанного следует, что для увеличения срока службы сцепления автомобиля ГАЗ-27057 АСМ-41 в эксплуатации и без увеличения расходов можно дать следующие рекомендации:

— не использовать автомобиль ГАЗ 27057 для буксирования прицепов;

— при появлении признаков неисправности сцепления проводить диагностирование его работы на тормозном стенде, используя предложенные нами диагностические параметры;

— при необходимости замены сцепления выбирать сцепления с коэффициентом запаса крутящего момента β не менее 2.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Армейские автомобили.** Конструкция и расчет. Часть первая. Учебник / под ред. А. С. Антонова. — М.: Военное издательство МО СССР. 1970. — 542 с.
2. **Современные подходы** к созданию дизелей для легковых автомобилей. / Блинов А. Д., Голубев П. А. и др., под. ред. Блинов А. Д. — М.: НИЦ "Инженер". 2000. — 332 с.
3. **Техническая эксплуатация** автомобилей: Учебник для вузов / под ред. Г. В. Крамаренко. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт. 1983. — 488 с.
4. http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2011/thesis/s29-29.pdf.

УДК 622.23.05:629.353/629.3.054.254

Ю. А. Власов, канд. техн. наук, доц., Томский государственный архитектурно-строительный университет
E-mail: yury2006@yandex.ru

ОРГАНИЗАЦИЯ И МЕТОД ДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ САМОСВАЛОВ БелАЗ ПО ПАРАМЕТРАМ РАБОТАЮЩЕГО МАСЛА

Представлена структура службы контроля управления надежностью агрегатов карьерных самосвалов БелАЗ по параметрам работающего масла. Резонансный метод колебательного контура позволяет разрабатывать универсальные приборы экспресс-диагностики. Показана возможность корректировать работу службы контроля агрегатов внедрением предварительного контроля свойств работающего масла портативными средствами диагностирования.

Ключевые слова: *карьерные самосвалы, диагностика, работающее масло, агрегаты автомобилей.*

ПО "БелАЗ" поставляет свою продукцию на рынки России, ближнего и дальнего зарубежья более полувека. За это время автозаводом было разработано более 400 модификаций и выпушено свыше 120 тысяч единиц карьерных самосвалов грузоподъемностью от 30 до 360 тонн [1].

За последние десятилетия в России появились самосвалы нового поколения грузоподъемностью 55—60, 90, 160, 240 и 320—360 тонн, оптимально соответствующие потребностям горнодобывающей отрасли [2]. Расширяя номенклатуру выпускаемой продукции, автозавод постоянно ведет работу по повышению надежности серийно выпускаемых узлов и агрегатов, уделяет большое внимание созданию бортовых систем управления безопасностью и получения информации о параметрах работы узлов и систем, обеспечивает комфортные условия для водителей.

В 70—80 годы XX века самосвалы БелАЗ-7548 грузоподъемностью 42 тонны являлись основным технологическим транспортом на карьерах и крупных строительных сооружениях. Однако с ухудшением горнотехнических условий открытых горных разработок, связанных с увеличением глубины и пространственных размеров карьеров, спрос на самосвалы такой грузоподъемности снизился. Приоритеты для карьеров большой мощности, с позиции увеличении производительности по горной массе, были отданы самосвалам большой и особо большой грузоподъемности с электромеханическими трансмиссиями (ЭМТ) [3].

Тем не менее, "ниша" в классе грузоподъемности самосвалов до 60 тонн не опустела. На смену пришли 45-тонные БелАЗ-7547 и 55—60-тонные БелАЗ-7555. Такие самосвалы, оснащенные гидромеханическими трансмиссиями (ГМТ), сегодня используются на карьерах при добыче полезных ископаемых не только малой и средней мощности, но и большой, где глубина может превышать более 200 м.

ГМТ имеют более высокую эффективность механической силовой передачи, по сравнению с ЭМТ, что делает возможным эксплуатацию самосвалов на затяжных и повышенных уклонах без перегрева узлов трансмиссии. Однако основным недостатком ГМТ является более низкий ресурс до капитального ремонта основных узлов и возрастание общих издержек за период эксплуатации самосвалов.

Карьерные самосвалы БелАЗ, как транспорт рабочей зоны карьера, в наибольшей степени подвержены воздействию усложняющихся с глубиной горнотехнических условий разработки [4, 5]. Производство вскрышных работ в таком случае зависит от грузоподъемности самосвалов, которые, в свою очередь, ограничиваются мощностью двигателя, несущей способностью шин и типом применяемых трансмиссий. Увеличение объемов вскрышных работ снижает производительность карьерного автотранспорта, самосвалы испытывают повышенные нагрузки, и это негативно сказывается на надежности их силовых агрегатов (двигателях внутреннего сгорания (ДВС), гидромеханических передачах (ГМП), редукторах ведущих мостов (РВМ), редукторах мотор-колес (РМК), механизмах гидравлических систем (МГС) и т. п.).

Техническое состояние агрегатов, имеющих замкнутые системы смазки, целесообразно оценивать по информации, носителем которой является работаю-

щее масло. В условиях автотранспортных предприятий (АТП) горнодобывающих разрезов следует создавать службы контроля и управления надежностью агрегатов по параметрам работающего масла (СКУНА ПРМ) [6, 7]. Традиционно материально-технической базой таких служб являются лаборатории диагностики (физико-химического анализа масел и топлив). Для целей диагностики применяется также эмиссионный спектральный анализ масла (ЭСАМ), который расширяет диагностические возможности СКУНА ПРМ, путем определения концентраций продуктов износа и атмосферного загрязнения в работающем масле. Однако использование ЭСАМ целесообразно в том случае, когда трудоемкость технического обслуживания (ТО) и ремонта, а также стоимости агрегатов, достаточно высокие.

В лаборатории диагностики рекомендуется использовать стандартные методы анализа [6, 8], которые включают определения негорючих примесей, температуры вспышки, воды, водорастворимых кислот, водородного показателя, щелочного числа и диспергирующих свойств масел. Свежие масла целесообразно контролировать по показателям вязкости, зольности, температуры вспышки, щелочного числа и наличию воды.

Штат лаборатории диагностики СКУНА ПРМ определяется величиной производственной программы выполняемых анализов и их трудоемкостью. Количество анализируемых проб зависит от количества контролируемых агрегатов, а также от периодичности проведения анализов работающих масел. Если периодичность мала, то значительно увеличивается трудоемкость выполняемой работы, если периодичность большая, то снижается эффективность контроля качества масла.

В условиях АТП диагностику самосвалов БелАЗ по ПРМ следует осуществлять до проведения ТО-2 в соответствии с план-графиком, разработанным производственно-техническим отделом. Отбор проб из агрегатов самосвалов целесообразно выполнять за сутки до ТО-2 непосредственно в карьере. Для этого в карьер отправляется автомобиль-топливозаправщик с лаборантом. В период дозаправки требуемого автосамосвала дизельным топливом лаборант выполняет отбор проб масла из подконтрольных агрегатов пробоотборником в специально подготовленные емкости. Пробы доставляются в лабораторию диагностики для выполнения анализов, результаты которых сравниваются с паспортом качества масла. По результатам анализов начальник лаборатории дает заключение о целесообразности смены масла и устранении выявленных неисправностей агрегатов.

При всех достоинствах диагностирования агрегатов автосамосвалов БелАЗ по ПРМ, в АТП горнодобывающей отрасли Кузбасса, которые сегодня активно внедряют и используют СКУНА ПРМ, наблюдается некоторое "зацикливание" на диагностировании отдельных агрегатов, в первую очередь на ДВС. На второй план отходит диагностирование по ПРМ агрегатов трансмиссии и гидросистем. Многие АТП, оснащенные службами контроля, диагностику данных агрегатов не выполняют вообще.

Такое "зацикливание" можно объяснить тем, что двигатель является основным силовым агрегатом машины, который, по сравнению с агрегатами трансмиссии, наиболее сложен технически, трудоемок в обслуживании и ремонте, достаточно дорог в стоимостном выражении. Поэтому руководство автотранспортных предприятий, "экономя" на штатных единицах СКУНА ПРМ и технологическом оборудовании, неоправданно ограничивается диагностикой ДВС в ущерб других агрегатов.

Если кроме ДВС дополнительно по ПРМ диагностировать агрегаты трансмиссий и гидравлические системы, то увеличится производственная программа выполняемых анализов и возрастет трудоемкость работ.

Сегодня вопросы повышения производительности труда сводятся к одновременному групповому проведению анализов нескольких проб, что значительно сокращает вспомогательное время и, следовательно, сокращает время определения показателей одной пробы. За рабочую смену лаборант способен выполнить 7 проб стандартными методами контроля, которые включают определение негорючих примесей, температуры вспышки, наличия воды и щелочного числа. Например, это позволяет контролировать по качеству масла работу до 150 двигателей [6]. Соответственно, любое увеличение производственной программы будет связано с увеличением штата и дооснащением лабораторным оборудованием службы контроля.

На наш взгляд, расширить номенклатуру диагностирования агрегатов без увеличения штата и дооснащения специализированным оборудованием можно, внедряя в СКУНА ПРМ универсальные экспресс-методы диагностики [9]. В этом случае измеряемые параметры средств диагностирования должны обладать такими общими свойствами, которые могли бы определить отклонения в работающем масле от его исходных свойств, в соответствии с причинами, которые эти отклонения вызывают. Диагностический сигнал такого средства измерения будет характеризовать как свойства работающего масла на его пригодность к дальнейшей эксплуатации, так и способность оценивать техническое состояние агрегата.

Оценить измеряемые свойства масла можно показателем диэлектрической проницаемости смазочной среды.

Свежее масло, заливаемое в агрегат машины, имеет диэлектрическую проницаемость $\varepsilon = 2{,}4...2{,}5$. Поэтому все значения выше или ниже данного показателя будут

характеризовать структурные изменения работающего масла. Работающее масло является бинарной смесью, эффективная диэлектрическая проницаемость ε^* которой складывается из диэлектрической проницаемости свежего масла ε, принимаемого за эталон, и диэлектрической проницаемости загрязняющего компонента ε_2, концентрацию которого требуется оценить.

В агрегате самосвала работающее масло представляет собой смесь композиционного диэлектрика с неупорядоченными загрязняющими компонентами. Истинное значение эффективной диэлектрической проницаемости в этом случае определяется между статистическими значениями смесей, например, с использованием эмпирической зависимости Оделевского [10]:

$$\varepsilon^* = A + \sqrt{A^2 + \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{2}}; \quad (1)$$

$$A = \frac{1}{4}\,[(3\nu_1 - 1)\varepsilon_1 + (3\nu_2 - 1)\varepsilon_2], \quad (2)$$

где ε_2 — диэлектрическая проницаемость загрязнителя; ν_1 и ν_2 — объемные концентрации свежего масла и загрязнителя, соответственно. При этом должно выполняться условие $\nu_1 + \nu_2 = 1$.

Для оценки жидких загрязняющих компонентов в виде микрокапель воды, характеризующих попадание охлаждающей жидкости в картер агрегата, диэлектрическая проницаемость имеет значение $\varepsilon_2 = 81$. Для растворенного дизельного топлива в масле диэлектрическая проницаемость принимается $\varepsilon_2 = 1{,}90...2{,}05$. Кислоты, образуемые в масле в процессе его температурной деструкции, имеют диэлектрическую проницаемость в пределах $\varepsilon_2 = 84...100$. Частицы абразивной пыли будут влиять на свойства масла диэлектрической проницаемостью $\varepsilon_2 = 4{,}5...16{,}0$.

Оценить наличие металлических частиц в масле, образуемых в результате износа сопрягаемых деталей, по эффективной диэлектрической проницаемости смазочной среды можно используя упрощенную эмпирическую зависимость Брюггемана:

$$\varepsilon^* = \frac{\varepsilon_1}{(1 - \nu_2)^3}. \quad (3)$$

Здесь выполняется условие, что диэлектрическая проницаемость металлических частиц износа $\varepsilon_2 \to \infty$ и $\nu_2 \ll 1$.

В настоящее время измерение диэлектрических величин осуществляется рядом электротехнических методов [11].

Наиболее простым и информативным является резонансный метод по схеме колебательного контура от низкого напряжения, когда между обкладками конденсатора помещается проба исследуемого масла и определяются его электрофизические свойства. Такая схема позволила разработать универсальное средство экспресс-диагностирования ИКМ-2 [12], значение диагностического параметра которого определяется из зависимости

$$И_{км} = \frac{K_1 f_1 - K_2 f_2}{K_1 f_1}, \quad (4)$$

где K_1 и K_2 — частотные коэффициенты для свежего и работающего масел; f_1 — частота колебательного контура со свежей пробой эталонного масла; f_2 — частота колебательного контура с пробой работающего масла. Частоты колебательного контура определяются по формуле Томсона:

$$f_1 = 1/\left(2\pi\sqrt{L(C_0 + C_э)}\right); \quad (5)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi\sqrt{L(C_0 + C_э + C_м)}}, \quad (6)$$

где C_0 — емкость "сухого" конденсатора; $C_э$ — емкость конденсатора со свежим (эталонным) маслом; $C_м$ — емкость конденсатора с пробой работающего масла. Известно, что емкость конденсатора будет зависеть от диэлектрических свойств масляной среды между обкладками конденсатора и геометрических размеров конденсатора. Тогда эффективная диэлектрическая проницаемость масляной среды, с учетом концентрации загрязняющего компонента, будет влиять на значение частоты колебательного контура и, соответственно, на значение диагностического параметра (4).

Значение индекса качества масла $И_{км}$ является диагностическим критерием, по которому можно оценивать степень загрязненности работающего масла.

Практическое применение индекса $И_{км}$ предполагает сравнение с двумя диагностическими критериями — нулем и положительной величиной допустимой концентрацией загрязнителя, определенной для состояния масла, не потерявшего свою работоспособность. Величину допустимой концентрации загрязняющего компонента можно определить экспериментально, статистическими методами исследования.

При отрицательном значении индекса качества масла делается заключение о наличии в работающем масле топлива. Положительный дрейф значений индекса $И_{км}$ во времени, свидетельствует о наличии воды в масле. При положительном неизменном значении $И_{км}$ судят о наличии в исследуемом масле продуктов износа или иных механических примесей. Пригодным к эксплуатации считается работающее масло с положительным неизменяемым значением $И_{км}$, величина которого ниже браковочного значения, полученного для загрязненного работающего масла.

Таблица 1

Зависимости изменения концентраций загрязнителей в моторном масле

Вид зависимости	Математическая модель	Коэффициент корреляции	Уровень значимости
Вода в масле: определяется корреляционной связью между индексом качества масла, концентрацией воды и температурой вспышки масла			
$И_{КМ} = f(T_{всп})$	$И_{КМ} = 16{,}3\exp(-0{,}03T_{всп})$	–0,79	0,0366
$C_{H_2O} = f(T_{всп})$	$C_{H_2O} = 48{,}4\exp(-0{,}04T_{всп})$	–0,80	0,0315
Дизельное топливо в масле: определяется корреляционной связью между индексом качества масла, концентрацией топлива и температурой вспышки масла			
$И_{КМ} = f(T_{всп})$	$И_{КМ} = -0{,}84 + 0{,}008T_{всп} - 0{,}00002\,T_{всп}^2$	0,92	0,0004
$C_{ДТ} = f(T_{всп})$	$C_{ДТ} = 35{,}65 - 0{,}32T_{всп} + 0{,}0007\,T_{всп}^2$	–0,98	0,0000
Металлические продукты износа в масле: определяется корреляционной связью между индексом качества масла и негорючими примесями			
$И_{КМ} = f(Me)$	$И_{КМ} = 0{,}03 + 0{,}002Me$	0,90	0,0384

Средство экспресс-диагностики ИКМ-2 (рисунок) предназначено для выполнения анализа моторных, трансмиссионных и гидравлических масел в лабораторных, цеховых и полевых условиях. Оценка самодостаточности данного средств диагностирования показала, что прибор универсален, портативен, высокопроизводителен (1,5—2 мин/анализ), способен определять разные диагностические параметры, не нуждается в химических реактивах, методически обоснован, оценка технического состояния агрегатов автосамосвалов выполняется по минимальному числу проб масла. Для анализа достаточно одного грамма работающего масла.

Данное средство измерения позволяет организовать в условиях АТП предварительный анализ всех проб работающего масла, отобранных не только из двигателей, но и из агрегатов трансмиссии и гидравлических систем. Для этого пробы работающего масла на приборе ИКМ-2 сравниваются с эталонными пробами свежего масла соответствующей марки. Возможности прибора ИКМ-2 соответствуют возможностям приборного оснащения стандартных методов анализа, т. е. прибор определяет негорючие примеси, воду и топливо в масле. Проведенные лабораторные исследования установили тесные корреляционные связи между стандартными методами анализа загрязненного различными примесями масла и экспресс-методом (табл. 1).

Экспресс-анализатор качества работающих масел ИКМ-2

Внедрение дополнительного метода анализа масла приводит к дублированию стандартных методов, которые выполняются в соответствии с установленным перечнем работ. В этом случае предлагается ограничить выполнение стандартных методов контроля, проводя только предварительный анализ масла.

Но это не исключает полного применения стандартных методов контроля. Если значение диагностического параметра, полученного на приборе ИКМ-2, превышает величину браковочного значения, то выполняется весь комплекс стандартных методов анализа масла, который уточняет результат экспресс-диагностики. Полученные комплексные результаты являются основанием для замены масла и постановки автосамосвала на техническое обслуживание или в ремонт согласно выявленным нарушениям.

В табл. 2 приведены показатели эффективности от внедрения предварительного контроля работающего масла с использованием прибора ИКМ-2 при диагностировании двигателей карьерных автосамосвалов БелАЗ-7555В и БелАЗ-7548 в автоуправлении ОАО "Разрез Шестаки" (г. Гурьевск Кемеровской области).

Трудоемкость экспресс-метода при диагностировании двигателей КТТА19-С и ЯМЗ-240Н достаточно мала, и это позволяет расширить диагностические возможности СКУНА ПРМ.

Как видно из табл. 2, трудовые затраты экспресс-метода от общей стандартной трудоемкости не превышают 5 %. Если отклонение диагностического параметра превышает величину браковочного значения, то

Таблица 2

Показатели эффективности от организации предварительного контроля путем внедрения средства экспресс-диагностирования ИКМ-2

Параметры	Показатели
Количество автосамосвалов в автоколонне, ед.	34
Повышение производительности от внедрения экспресс-метода, %	27,68
Доля трудоемкости экспресс-метода от общей трудоемкости стандартных методов, %	4,55
Сокращение времени контакта человека с нефтепродуктами (показатель экологической эффективности), раз	22
Срок окупаемости, год	0,13
Снижение стоимости затрат одной пробы масла, руб.	63,8
Годовой экономический эффект от внедрения диагностики, тыс. руб.	84,9
Примечание. Стоимость указана за 2010 г.	

экспресс-метод дублируется стандартными методами. И даже в этом случае трудоемкость не превышает 68 % общей. Таким образом, в технологическом процессе лаборатории диагностики высвобождается третья часть рабочего времени, которое целесообразно направить на выполнение диагностических работ других агрегатов.

Учитывая, что диагностика МГС по ПРМ самосвалов БелАЗ не имеет достаточных научных обоснований и единой методики, то диагностический контроль ГМП и РВМ можно положить на научную основу СКУНА ПРМ. Тогда выявленные трудовые резервы без существенного изменения структуры СКУНА ПРМ способны расширить номенклатуру диагностирования агрегатов самосвалов БелАЗ.

Вывод. Анализ перспектив развития самосвалов БелАЗ показывает, что данный вид транспорта еще долгие годы будет доминирующим при открытых горных разработках. Для поддержания агрегатов карьерных самосвалов в работоспособном состоянии в транспортных предприятиях необходимо внедрять СКУНА ПРМ.

Повысить производительность работ при выполнении анализов масла можно, используя универсальные экспресс-методы контроля. Общие диагностические признаки, измеряемые средствами диагностирования, позволяют разрабатывать универсальные приборы контроля, которые способны существенно корректировать работу СКУНА ПРМ. Использование предварительного контроля свойств работающих масел позволяет существенно сократить трудоемкость выполняемых работ, улучшить экологическую обстановку в рабочей зоне и расширить возможности СКУНА ПРМ за счет дополнительного диагностирования агрегатов трансмиссии, без существенного изменения структуры СКУНА ПРМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Крох В. М.** Карьерные самосвалы БелАЗ: Перспективы развития конструкции и сервиса // Горная промышленность. — 2003. — № 4.
2. **Карьерные самосвалы** / Холдинг "БелАЗ-ХОЛДИНГ". 2013. URL: http://www.belaz.by/catalog/products/dumptrucks (дата обращения 14.08.2013).
3. **Егоров А. Н.** Карьерные самосвалы БелАЗ с гидромеханической трансмиссией // Горная промышленность. — 2002. — № 6.
4. **Бахтурин Ю. А.** Современные тенденции развития карьерного транспорта // Горный Информационно-Аналитический Бюллетень. — 2009. — № 7. — С. 403—414.
5. **Карьерный автотранспорт** стран СНГ в XXI веке / П. Л. Мариев, А. А. Кулешов, А. Н. Егоров, И. В. Зырянов. — СПб.: Наука, 2006. — 387 с.
6. **Соколов А. И.** и др. Оценка работоспособности машин по параметрам работающего масла / А. И. Соколов, Н. Т. Тищенко, В. А. Аметов. — Томск: Изд-во Том. ун-та, 1991. — 200 с.
7. **Организация системы** диагностирования землеройно-транспортных машин в условиях разреза "Шестаки" / Ю. А. Власов, О. В. Пономарева, Ю. С. Саркисов, Н. С. Мокрецов // Труды V Международной юбилейной научно-практической конференции "Автомобиль и техносфера" / Казан. гос. техн. ун-т. — Казань, 2007. [Электронный ресурс].
8. **Химия нефти.** Руководство к лабораторным занятиям / И. Н. Дияров, И. Ю. Батуева, А. Н. Садыков, Н. Л. Солодова. — Л.: Химия, 1990. — 240 с.
9. **Власов Ю. А., Тищенко Н. Т., Гильц В. О., Ляпина О. В.** Организация экспресс-диагностики агрегатов автомобилей по параметрам работающего масла // Автотранспортное предприятие. — 2012. — № 6. — С. 38—41.
10. **Сканави Г. И.** Физика диэлектриков (область сильных полей). — М.: Изд-во физ.-мат. литературы, 1958. — 896 с.
11. **Эме Ф.** Диэлектрические измерения. — М.: Химия, 1967. — 224 с.
12. **Способ диагностики** агрегатов машин по параметрам работающего масла / Власов Ю. А., Тищенко Н. Т. и др.: пат. 2473884 Рос. Федерация. № 2011139525/28; заявл. 28.09.2011; опубл. 27.01.2013, Бюл. № 3. – 9 с.

УДК 658.310.31:331.108.43+658.53

А. Н. Авуза, доцент, Бронницкий филиал МАДИ
E-mail: anavuza@dmail.com

НОРМАТИВНАЯ БАЗА И ОСОБЕННОСТИ АТТЕСТАЦИИ РАБОЧИХ МЕСТ ВОДИТЕЛЕЙ

В статье изложены предложения по упорядочению (согласованию) действующих методических рекомендаций по проведению аттестации рабочих мест по условиям труда водителей автомобильного транспорта в соответствии с новыми нормативными документами, содержащими требования по охране труда.

Ключевые слова: *аттестация рабочих мест, этапы проведения аттестации, инструментальная оценка, экспертная оценка, оценка тяжести и напряженности трудового процесса, оформление результатов аттестации.*

Многочисленные требования трудового законодательства в сфере охраны труда в полном объеме сложно выполнять даже крупным организациям. Субъектам малого предпринимательства и индивидуальным предпринимателям эта задача еще более осложняется. Однако закон есть закон, и его предписания необходимо выполнять.

Аттестация рабочих мест носит обязательный характер, и ее проведение является обязанностью работодателя. В соответствии со ст. 212 Трудового кодекса Российской Федерации работодатель обязан обеспечить проведение аттестации рабочих мест по условиям труда с последующей сертификацией организации работ по охране труда. Ее проведение регламентировано Порядком проведения аттестации рабочих мест по условиям труда, утвержденным приказом Минздравсоцразвития РФ от 26.04.2011 г. № 342н [1] (ранее действовали постановление Минтрудсоцразвития РФ от 14.03.1997 г. № 12 и приказ Минздравсоцразвития РФ от 31.08.2007 г. № 569).

Аттестация рабочих мест по условиям труда водителей проводится с целью:

— обоснования предоставления компенсаций водителям, занятым на тяжелых работах и работах с вредными и опасными условиями труда, в предусмотренном законодательством порядке;

— решения вопроса о связи заболевания с профессией при подозрении на профессиональное заболевание, установления диагноза профзаболевания;

— рассмотрения вопроса о прекращении (приостановлении) дальнейшей эксплуатации транспортного средства в связи с возникшей угрозой здоровью водителя;

— ознакомления водителей с условиями труда на рабочем месте;

— планирования и проведения мероприятий по охране и условиям труда в соответствии с действующими нормативными правовыми документами;

— сертификации работ по охране труда;

— включения в трудовой договор условий труда водителей.

Рабочее место по условиям труда водителей существенно отличается от других рабочих мест, так как в это понятие входит не только рабочее место в кабине автомобиля, но и оборудование автомобиля, его оснащение, инструмент и приспособления, которыми пользуется водитель и т. п. Особенности аттестации рабочих мест по условиям труда водителей автомобильного транспорта определены Методическими рекомендациями, разработанными Государственным научно-исследовательским институтом автомобильного транспорта (НИИАТ) и утвержденными Минтрансом РФ 21.12.2001 г. [2]. Однако за истекший срок претерпели изменения многие нормативные документы, содержащие требования охраны труда. Например, утверждены Межотраслевые правила по охране труда на автомобильном транспорте ПОТ РМ-027-2003 [3], Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса, Критерии и классификация условий труда Р 2.2.2006—2005 [4], Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств [5], Типовые нормы бесплатной выдачи специальной одежды, специальной обуви и других средств индивидуальной защиты работникам автомобильного транспорта и шоссейных дорог, занятым на работах с вредными и(или) опасными условиями труда, а также на работах, выполняемых в особых температурных условиях или связанных с загрязнением, и другие типовые нормы.

Предлагаемые требования по охране к рабочему месту водителя с учетом изменения некоторых нормативных правовых актов приведены в таблице.

Для организации и проведения аттестации рабочих мест по условиям труда водителей, а также подведения итогов по аттестации рабочих мест в организации приказом руководителя создается аттестационная комиссия. В состав аттестационной комиссии включаются главный инженер (механик); специалист по охране труда или лицо, исполняющее его обязанности; руководители подразделений (колонн); работник отдела труда и заработной платы; председатель профсоюзной организации (при ее наличии); председатель комитета (комиссии) по охране труда; уполномоченное (доверенное) лицо по охране труда профессионального союза и трудового коллектива; медицинский работник (если он предусмотрен в штате организации); представители аттестующей организации (по договору).

Аттестационная комиссия осуществляет контроль за проведением работы на всех ее этапах; формирует необходимую нормативно-справочную базу для проведения аттестации рабочих мест и организует ее изучение; составляет полный перечень рабочих мест водителей; рассматривает жалобы водителей на условия труда; разрабатывает предложения по устранению выявленных недостатков.

В случае, если в организации имеются автотранспортные средства одной модели, одного года выпуска, с одинаковым техническим состоянием и эксплуатирующиеся в одинаковых условиях, то такие рабочие места могут считаться идентичными и аттестацию рабочего места достаточно проводить на любом автотранспортном средстве из данной группы.

Этапы проведения аттестации таковы.

1) **Инструментальная оценка**

Инструментальная оценка (количественные измерения) вредных и опасных факторов на рабочем месте водителя (температура воздуха, скорость движения воздушного потока, относительная влажность, загрязнение вредными веществами воздуха в кабине, шум, вибрация, освещенность и др.) проводится по параметрам, которые указаны в таблице, пп. 1.1—1.8, 1.13, 1.15, 1.16.

Средства измерений, применяемые при инструментальной оценке, должны быть метрологически аттестованы и своевременно проходить государственную поверку в установленном порядке. Результаты каждого измерения оформляются протоколом.

По полученным результатам на основании Руководства Р 2.2.2006—2005 [4] определяется класс условий труда по факторам производственной среды.

2) **Экспертная оценка**

Экспертная (визуальная) оценка травмобезопасности и оснащения включает проверку наличия или отсутствия выполнения требований, указанных в таблице, пп. 1.2, 1.9—1.12, 1.14, 2.1—2.3, 3.1—3.21).

Требования по охране труда к рабочему месту водителя

Требования к элементам рабочего места водителя	Наименование нормативного документа, содержащего требования охраны труда
1. Кабина	
1.1. Система принудительной вентиляции должна обеспечивать приток свежего (наружного) воздуха в кабину из расчета на одного человека не менее 30 м^3/ч. При температурах внешней среды выше 17 °С подаваемый в кабину воздух не должен нагреваться более чем на 2 °С относительно температуры внешней среды. Скорости воздушных потоков на выходе из системы вентиляции не должны превышать 12 м/с. Система вентиляции должна обеспечивать: подвижность воздуха в кабине в зоне головы и пояса водителя в 0,5—1,5 м/с; перепад между температурой наружного воздуха и температурой в кабине в зоне головы водителя при температуре окружающего воздуха 25 °С не должен превышать 3 °С	ГОСТ Р 50993—96 [6], пп. 5.2.1, 5.2.2, 5.2.3; ГОСТ Р 50866—97 [7]; Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств [5], приложение 3, п. 6
1.2. Отопительные устройства кабины и салона в холодное время должны быть работоспособны	ПОТ РМ-027—2003 [3], п. 6.1.2
1.3. Система отопления должна обеспечивать теплые условия (микроклимат) в кабине, обитаемом помещении в зависимости от предназначения автотранспортного средства (АТС)	ГОСТ Р 50993—96, п. 5.3.4; ГОСТ Р 50866—96
1.4. Температура внутренних поверхностей кабины, нагреваемых источниками тепла не должна превышать: 45 °С — при работающей системе отопления (при этом допускается повышение температур наружных поверхностей воздуховодов до 70 °С); 35 °С — при отключенной системе отопления	ГОСТ Р 50993—96, п. 5.3.4; ГОСТ Р 50866—96
1.5. Конструкция системы кондиционирования должна исключать возможность охлаждения воздуха в зоне головы человека (водителя, пассажира) более чем на 8 °С относительно температуры внешней среды. Скорость воздушного потока на выходе из системы кондиционирования не должна превышать 12 м/с, а температура воздуха должна быть не ниже 0 °С. Скорость воздуха в зоне головы водителя (пассажиров) при работе системы кондиционирования не должна превышать 0,5 м/с. Относительная влажность воздуха в кабине должна находиться в пределах от 30 до 60 %. Температура наружных поверхностей воздуховодов для холодного воздуха должна быть не менее 15 °С	ГОСТ Р 50993—96, п. 5.4; ГОСТ Р 50866—96

Продолжение таблицы

Требования к элементам рабочего места водителя	Наименование нормативного документа, содержащего требования охраны труда
1.6. Содержание вредных веществ в воздухе кабины не должно превышать: оксид углерода CO — 5 мг/м^3; диоксид азота NO_2 — 0,2 мг/м^3; оксид азота NO — 0,4 мг/м^3; метан CH_4 — 50 мг/м^3; углеводороды алифатические предельные C_2—C_7 — 50 мг/м^3; формальдегид CH_2O — 0,035 мг/м^3	Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств [5], приложение 3, п. 3
1.7. Уровни внутреннего шума на рабочем месте не должны превышать допустимых величин	Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств [5], приложение 3, п. 2
1.8. Уровни вибрации на рабочем месте не должны превышать допустимых величин	СН 2.2.4/2.1.8.566—96 [8]; ГОСТ 12.1.012—2004 [9]
1.9. На сиденье и спинке сиденья не допускаются провалы, рваные места, выступающие пружины и острые углы	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.2
1.10. Двери кабин, капоты должны быть с исправными ограничителями открытия и фиксаторами открытого и закрытого положения	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.12
1.11. Пол кабины, салона и кузова АТС должен застилаться ковриком, не имеющим отверстий и прочих повреждений	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.2
1.12. АТС с поднимающимися кабинами должны иметь исправные защелки на упорах кабин	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.11
1.13. Освещение в кабине должно составлять не менее 10 лк на уровне щитка приборов. Освещенность шкалы приборов должна быть не менее 1,2 лк	СП 4616—88 [10], пп. 4.1, 4.2
1.14. Органы управления АТС должны быть с исправными уплотнениями, препятствующими проникновению отработавших газов в кабину или пассажирский салон автомобиля (автобуса)	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.3
1.15. Усилие на органе управления тормозной системой не должно превышать для АТС категорий: M_1 — 490 Н; M_2, M_3, N_1, N_2, N_3 — 686 Н	ГОСТ Р 51709—2001 [11], п. 4.1.1
1.16. Усилие, прилагаемое к органу управления стояночной тормозной системы, не должно превышать для АТС категорий (в случае ручного органа управления): M_1 — 392 Н; для остальных категорий — 589 Н	ГОСТ Р 51709—2001, п. 4.1.5
2. Укомплектованность инструментом и приспособлениями	
2.1. Каждое АТС должно быть обеспечено специальными упорами (не менее двух штук) для подкладывания под колеса, широкой подкладкой под пяту домкрата, а также медицинской аптечкой, знаком аварийной остановки или мигающим красным фонарем и огнетушителем	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.6; ГОСТ Р 51709—2001, п. 4.7.15
2.2. Автобусы и грузовые автомобили, приспособленные для перевозки людей и специально оборудованные для этих целей, должны укомплектовываться дополнительно вторым огнетушителем, при этом один огнетушитель находится в кабине водителя, второй — в пассажирском салоне автобуса или куозве автомобиля в соответствии с требованиями действуюих нормативных актов	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.7
2.3. При направлении в дальний рейс (более 1 суток) грузовые автомобили и автобусы должны дополнительно снабжаться металлическими козелками, лопатой, буксирным приспособлением, а в зимнее время — цепями противоскольжения	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.8
3. Требования к обустройству автомобилей, прицепов и полуприцепов	
3.1. Борта кузова должны свободно открываться (откидываться), иметь исправные петли и запоры	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.2.2
3.2. Система питания, смазки и охлаждения не должны иметь течи топлива, масла, антифриза и воды	ГОСТ Р 51709—2001
3.3. Не допускается течь электролита из моноблока аккумуляторной батареи	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.5
3.4. Выпускные трубы и глушитель не должны иметь трещин и пробоев, а их соединения не должны пропускать отработавшие газы	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.1.10
3.5. Одноосные прицепы (кроме роспусков), а также прицепы, не имеющие тормозов, должны иметь предохранительные (аварийные) цепи или тросы	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.2.8

Продолжение таблицы

Требования к элементам рабочего места водителя	Наименование нормативного документа, содержащего требования охраны труда
3.6. Полуприцепы должны иметь исправные передние опоры	ГОСТ Р 51709—2001, п. 4.7.22; ПОТ РМ-027—2003, п. 6.2.10
3.7. Все прицепы и полуприцепы, за исключением одноосных, должны иметь исправный стояночный тормоз, обеспечивающий удержание прицепа после его отсоединения от тягача, а также не менее двух противооткатных упоров (башмаков)	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.2.9
3.8. Прицепы (кроме роспусков) должны иметь исправные устройства, поддерживающие сцепную петлю дышла	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.2.7
3.9. Автомобили-самосвалы и прицепы-самосвалы должны иметь исправные устройства, исключающие возможность самопроизвольного опускания поднятого груза	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.2.11
Дополнительные требования к обустройству автомобилей, работающих на газовом топливе	
3.10. Аппаратура, трубопроводы, магистральный и расходный вентили должны быть герметичными, исключающими проникновение газа в кабину, кузов, а также в атмосферу	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.3.2
3.11. Газовые баллоны, устанавливаемые на автомобиль, должны окрашиваться в красный цвет. иметь нанесенные на них паспортные данные и надпись белой краской "Пропан", "Метан"	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.3.3
3.12. Трубки газопровода высокого давления должны быть окрашены в красный цвет	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.3.6
Дополнительные требования к специализированным автотранспортным средствам	
3.13. Рабочие площадки, находящиеся на высоте более 1,3 м, должны быть оборудованы исправным ограждением (перилами)	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.5.3
3.14. Каждый панелевоз должен быть укомплектован двумя козелками для подставки под раму полуприцепа при погрузочно-разгрузочных работах	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.5.4
3.15. Для укреплени грузов на панелевозах должны быть предусмотрены лебедки, страховочные цепи с крюками, а также тросы с угольниками	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.5.5
3.16. Выпускная труба глушителя автомобиля, перевозящего пожароопасные и взрывоопасные грузы, не должна проходить под кузовом и должна выводиться вправо под переднюю часть автомобиля (по ходу) с наклоном выпускного отверстия вниз	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.2.13
3.17. Сливная арматура автоцистерн должна исключать возможность подтекания перевозимого груза	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.5.8
3.18. Крышки загрузочных люков автоцистерн должны иметь исправные быстродействующие запоры, обеспечивающие герметичность цистерн	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.5.12
3.19. Автомобили-цистерны для перевозки легковоспламеняющихся и горючих жидкостей должны иметь не менее двух огнетушителей, лопату и заземляющее устройство (металлическую цепочку, приваренную одним концом к корпусу цистерны)	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.5.6
3.20. Все лестницы, переходные мостики и рабочие площадки на АТС должны содержаться в исправном состоянии и очищаться от грязи, льда и снега	ПОТ РМ-027—2003, п. 6.5.2

Продолжение таблицы

Требования к элементам рабочего места водителя	Наименование нормативного документа, содержащего требования охраны труда
Обеспеченность спецодеждой, спецобувью и другими СИЗ	
3.21. Водители автомобильного транспорта должны быть обеспечены спецодеждой , спецобувью и другими СИЗ	Типовые нормы бесплатной выдачи специальной одежды, специальной обуви и других средств индивидуальной защиты работникам автомобильного транспорта и шоссейных дорог, занятых на работах с вредными или опасными условиями труда, а также на работах, выполняемых в особых температурных условиях или связанных с загрязнением (утв. приказом Минздравсоцразвития РФ от 22.06.2009 г. № 357н, приложение 1); Типовые нормы бесплатной выдачи сертифицированной специальной сигнальной одежды повышенной видимости работниками всех отраслей экономики (утв. приказом Минздравсоцразвития РФ от 20.04.2006 г. № 297); Типовые нормы бесплатной выдачи работникам смывающих и (или) обезвреживающих средств (утв. приказом Минздравсоцразвития РФ от 17.12.2010 г. № 1122н)

Результаты проведенной экспертной оценки рабочего места по травмобезопасности оформляются протоколом по форме, приведенной в приложении 4 к Порядку проведения аттестации рабочих мест по условиям труда, утвержденному приказом Минздравсоцразвития РФ от 26.04.2011 г. № 342н.

При оценке обеспечения водителей средствами индивидуальной защиты одновременно производится оценка соответствия выданных средств фактическому состоянию условий труда на рабочем месте. Эффективность средств индивидуальной защиты должна подтверждаться сертификатами соответствия.

Оценка обеспеченности водителей средствами индивидуальной защиты оформляется протоколом, приведенным в приложении 5 к Порядку.

3) **Оценка тяжести и напряженности трудового процесса**

Оценка тяжести и напряженности трудового процесса проводится в соответствии с Руководством Р 2.2.2006—2005 [4].

По тяжести трудового процесса (таблица 17 Руководства — региональная нагрузка и рабочая поза) условия труда водителя относятся ко 2 классу (допустимый).

По напряженности трудового процесса (таблица 18 Руководства) на основе анализа условия труда водителя относятся к классу 3.2 (опасный второй степени).

Класс условий труда по режиму труда и отдыха водителей устанавливается в каждой организации, в зависимости от вида выполняемой транспортной работы в соответствии с Положением об особенностях режима рабочего времени и времени отдыха водителей автомобилей, утвержденным приказом Минтранса РФ от 20.08.2004 г. № 15.

4) **Оформление результатов аттестации**

Аттестационная комиссия рассматривает результаты инструментальной и экспертной оценок состояния условий труда, оценки состояния травмобезопасности рабочего места водителя и принимает решение об аттестации каждого рабочего места в отдельности и, при необходимости, разрабатывает мероприятия по устранению выявленных недостатков.

При аттестации рабочего места аттестационная комиссия должна руководствоваться нижеследующим:

— если рабочее место соответствует оптимальным и допустимым условиям труда, требованиям безопасности и обеспеченности средствами индивидуальной защиты, то такое рабочее место считается аттестованным;

— если фактическое значение опасных и вредных производственных факторов превышает установленные нормы или имеет невыполненные требования по обеспечению травмобезопасности и обеспеченности средствами индивидуальной защиты (таблица, пп. 1.9, 1.11, 2.1, 2.2, 3.1, 3.3, 3.5, 3.13, 3.14, 3.19—3.21), то такое рабочее место считается условно аттестованным. Предложения по приведению его в соответствие с требованиями нормативных актов вносятся в План мероприятий по улучшению и оздоровлению условий труда;

— при отнесении условий труда к 4 классу (опасному) рабочее место признается не аттестованным и подлежит незамедлительному переоснащению или выводу автотранспортного средства из эксплуатации.

Плановая аттестация рабочего места водителя проводится не реже 1 раза в 5 лет [1]. Обязательной переаттестации подлежат рабочие места водителей на автомобилях после их ремонта, при котором затрагивались элементы, к которым предъявляются требования охраны труда, а также по требованию органов, осуществляющих государственную экспертизу условий труда в субъектах Российской Федерации.

При проведении сертификации работ по охране труда подразделения (автоколонны) подлежат проверке следующие вопросы:

— наличие и ведение документации по охране труда (журналы проведения вводного инструктажа и на рабочем месте, акты о несчастных случаях и др.);

— наличие специальной одежды, специальной обуви и других средств индивидуальной защиты, выдаваемых водителям. Ее состояние, своевременность стирки;

— режим труда и отдыха;

— своевременность прохождения медицинского осмотра;

— наличие жалоб на профзаболевание.

Вывод. Плановая аттестация рабочих мест по условиям труда водителей и сертификация работ по охране труда являются реализацией государственной политики в области охраны труда, направленной на обеспечение приоритета сохранения жизни и здоровья работников.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Приказ** Минздравсоцразвития РФ от 26.04.2011 г. № 342н (редакция от 12.12.2012 г. с изменениями, вступившими в силу с 26.02.2013 г.) "Об утверждении порядка проведения аттестации рабочих мест по условиям труда".
2. **Методические** рекомендации. Проведение аттестации рабочих мест по условиям труда водителей автомобильного транспорта (утверждены Минтрансом РФ 21.12.2001 г.).
3. **ПОТ РМ-027—2003.** Межотраслевые правила по охране труда на автомобильном транспорте (утверждены постановлением Минтруда РФ от 12.05.2003 г. № 28).
4. **Р 2.2.2006—2005.** Руководство по гигиенической оценке факторов рабочей среды и трудового процесса. Критерии и классификация условий труда (утверждено Главным государственным санитарным врачом РФ 29.07.2005 г.).
5. **Технический** регламент о безопасности колесных транспортных средств (утвержден постановлением Правительства РФ от 10.09.2009 г. № 720).
6. **ГОСТ Р 50993—96.** Автотранспортные средства. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Требования к эффективности и безопасности.
7. **ГОСТ Р 50866—96.** Автотранспортные средства. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Методы оценки эффективности и безопасности.
8. **СН 2.2.4/2.1.8.566—96.** Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.
9. **ГОСТ 12.1.012—2004.** Вибрационная безопасность. Общие требования.
10. **СП 4616—88.** Санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей.
11. **ГОСТ Р 51709—2001.** Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки.

УДК 629.113

А. С. Горобцов, д-р техн. наук, проф., **В. В. Новиков**, д-р техн. наук, проф.,
А. С. Дьяков, канд. техн. наук, доц., **В. В. Гетманский,** м.н.с.**, Е. А. Каныгина**, аспирант,
А. А. Макаров, студент (ВолгГТУ)
E-mail: Diakov57@list.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ НАГРЕВА ГИДРОАМОРТИЗАТОРА

Представлено экспериментальное и теоретическое исследование интенсивности нагрева гидроамортизатора.

Ключевые слова: *гидроамортизатор, нагрев, подвеска.*

(Рисунки на 2-й и 3-й полосах обложки)

Дальнейшее увеличение средних скоростей движения быстроходных гусеничных машин (ГМ) приводит к быстрому нагреву гидравлических амортизаторов (ГА), рабочая температура которых в различных условиях эксплуатации может изменяться от –50 до +200 °С [1]. Такой широкий диапазон температур приводит к значительному изменению сил сопротивления ГА, что сказывается на сложности обеспечения требуемой плавности хода БГМ в различных климатических условиях. Кроме того, низкая отрицательная температура или значительный перегрев могут привести к выходу ГА из строя. Поэтому исследование интенсивности нагрева и стабильности характеристик ГА в различных условиях эксплуатации является актуальной задачей.

Для исследования интенсивности нагрева ГА на базе универсального динамического стенда в ВолгГТУ создана экспериментальная установка, которая предназначена для определения оптимальных параметров, упругих и демпфирующих свойств систем подрессоривания различных структур. Универсальные функциональные возможности стенда позволяют испытывать одноопорные системы подрессоривания на свободные затухающие колебания методом сбрасывания и подтягивания, на вынужденные колебания при моно- и бигармоническом кинематическом воздействии с различной амплитудой в широком диапазоне частот, определять статические и динамические характеристики упругодемпфирующих элементов, а также исследовать их внутренние процессы в широком диапазоне температур [2, 3].

Экспериментальная установка (рис. 1) включает пневматическую рессору 1 от подвески автобуса "Волжанин" и газонаполненный гидроамортизатор 2 фирмы "Плаза" от автомобиля ГАЗ-3102, которые установлены между подвижной по вертикальной оси грузовой платформой 3, и рычагом 4. Ось поворота рычага 4 располагается в опоре, установленной на неподвижной части стенда. В грузовой платформе 3 располагаются грузы, которыми задается подрессоренная масса *M*. На левом конце рычага 3 закреплены грузы 5, которыми задается неподрессоренная масса *m*. Снизу рычага 3 установлена пружина сжатия 6, имитирующая шину, которая опирается на платформу кинематического возбудителя вертикальных колебаний 7. Сверху пневморессора, давление в которой контролируется манометром 8, опирается через шарик на силоизмерительное устройство 9. В качестве упругого элемента силоизмерительного устройства 9 используется образцовый динамометр Токаря 3 тс. Распределение тепловых полей вдоль гидроамортизатора 2 фиксируется с помощью тепловизора 10, данные с которого поступают в компьютер 11.

При испытаниях регистрация температурных полей исследуемого ГА осуществлялась через равные интервалы времени с помощью тепловизора ELIR A315. Исследования проводились при следующих начальных условиях эксперимента (таблица).

Начальные условия эксперимента

$T = 20$ °C	Температура в лаборатории
$\omega = 1{,}1$ Гц	Частота возмущающего воздействия
$A = 15$ мм	Амплитуда кинематического возмущения
$M = 1000$ кг	Подрессоренная масса
$M = 134$ кг	Неподрессоренная масса
$t_0 = 20$ °C	Начальная температура поверхности амортизатора

Для возможности теоретического определения распределения температурных полей ГА в программных пакетах ФРУНД и SolidWorks были созданы модели исследуемого ГА с учетом температурного нагрева. На рис. 2 показана CAD модель исследуемого ГА с распределением температурного поля по телу ГА.

Для возможности задания реальных режимов работы данная CAD модель была внедрена в пространственную математическую модель быстроходной ГМ, созданную в программном пакете FRUND (рис. 3 и 4) [4].

Результаты экспериментального и теоретического исследования температурных полей исследуемого ГА представлены в виде графиков интенсивности нагрева ГА от времени его работы в составе подвески быстроходной ГМ (рис. 5). Эти результаты получены при начальных условиях, указанных в таблице. Сравнение данных результатов подтверждает достаточно высокую степень адекватности разработанной математической модели.

Таким образом, разработанная модель позволяет рассчитывать интенсивность процесса нагрева ГА с учетом конкретной кинематики и режимов работы подвески быстроходной ГМ при имитации ее движения по различным типам дорог и в различных климатических условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Дмитриев А. А., Чобиток В. А., Тельминов А. В.** Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин. — М.: Машиностроение, 1976.
2. **Универсальный** стенд для испытания подвесок и шин автотранспортных средств / В. В. Новиков, И. М. Рябов, В. И. Колмаков, К. В. Чернышов // Сборка в машиностроении, приборостроении. — М.: Машиностроение, 2008. — № 3. — С. 45—50.
3. **Новиков В. В.** Стендовые испытания пневмоподвески автобуса "ВЗТМ-32731" с гидроамортизаторами разной мощности // Грузовик &. — М.: Машиностроение, 2007. — № 6. — С. 41—44.
4. **Горобцов А. С., Новиков В. В., Солоденков С. В.** Представление нелинейных элементов подвесок транспортных средств в компьютерных системах моделирования динамики систем тел // Вестник машиностроения. — М.: Машиностроение, 2005. № 6. — С. 18—22.
5. **Пневмогидравлическая рессора** быстроходной гусеничной машины / А .С. Дьяков, М. О. Котляренко, А. В. Поздеев, А. В. Похлебин, Ю. О. Шахмарданов // Вестник Академии военных наук. — 2011. — № 2 (спецвыпуск). — С. 125—132.

ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ

принимает подписку на журнал

«ГРУЗОВИК»

ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС. СПЕЦТЕХНИКА

на 2014 год

Подписавшись в издательстве, Вы:

1. Получаете без задержек журнал с первого номера.
2. Экономите на стоимости почтовой доставки.
3. Получаете скидку до 5 %.

Наши реквизиты:

E-mail: realiz@mashin.ru

Тел.: 8 (499) 269-66-00; 8 (499) 269-52-98.

Факс 8 (499) 269-48-97.

Отдел продаж, маркетинга, рекламы

WWW.MASHIN.RU

УДК 621.85

П. В. Яковлев, канд. техн. наук, доц., Южно-Уральский государственный университет (ЮУрГУ), г. Челябинск
E-mail: pv_ik@mail.ru

ОПЫТ ИССЛЕДОВАНИЯ НОВОЙ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ

Предлагаемая новая раздаточная коробка позволяет переключать передачи во время движения автомобиля. Для исследования динамических нагрузок в ней предлагается стенд и описываются условия и методика проведения эксперимента. Показана установка раздаточной коробки на автомобиль и описываются условия проведения дорожных испытаний. Предлагается методика аналитических исследований процессов динамического нагружения трансмиссии и получения экспериментальных статистических характеристик крутящего момента для сравнительной оценки долговечности элементов трансмиссии.

Ключевые слова: *раздаточная коробка, трансмиссия, эксперимент, стенд, характеристики нагружения.*

Уменьшение времени на переключение передач в движущемся автомобиле положительно сказывается на его проходимости. Но на полноприводных машинах в условиях бездорожья для увеличения крутящего момента на ведущих колесах водитель, полностью реализовав передаточный диапазон коробки передач (КП), вынужден останавливать автомобиль для включения понижающей передачи в раздаточной коробке (РК). Такая остановка предписана заводом-изготовителем ввиду высокой вероятности поломки деталей, участвующих в переключении. Но, несмотря на это, водители высокой квалификации переключают РК на ходу за счет управления частотой вращения коленчатого вала двигателя, ориентируясь на дорожные условия и скорость движения автомобиля.

Автором статьи на протяжении ряда лет в расчетном и экспериментальном плане проводились исследования схем ступенчатых механических редукторов для безостановочного переключения передач в них [1—3]. В ходе этих исследований разработана схема РК автомобиля типа "Урал" с переключением передач за счет изменения межосевого расстояния сопрягаемых пар шестерен [4]. Предлагаемая схема РК позволяет осуществить несинхронизированное переключения передач в автоматизированном режиме во время движения автомобиля с высоким быстродействием. Однако в этих условиях трансмиссия полноприводного автомобиля подвержена ударным (динамическим) нагрузкам. Поэтому необходимо оценить величину таких нагрузок и произвести их ранжирование с целью выявления степени вклада динамического нагружения трансмиссии на режимах переключения передач в РК в суммарное накопление усталостных повреждений.

Задачей экспериментальных исследований являлось получение исходной информации о протекании рабочих процессов в трансмиссии автомобиля на режимах переключения в РК, используемой в дальнейшем для обоснования аналитических исследований процессов динамического нагружения трансмиссии и получения экспериментальных статистических характеристик крутящего момента для сравнительной оценки долговечности элементов трансмиссии в различных условиях эксплуатации и испытаний.

Экспериментальные исследования новой РК были разбиты на два этапа.

1. Экспериментальные стендовые исследования функциональной работоспособности опытного образца (макета) экспериментальной РК;

2. Экспериментальные дорожные исследования влияния повышения динамики переключения передач в разработанной РК на тягово-динамические характеристики автомобиля.

При проведении экспериментальных исследований минимальное время переключения передач в РК ограничивалось 0,3 с, что объясняется следующим:

1 Переключение передач за указанное время гарантированно исключит остановку под действием значительных сил сопротивления движению (до 40 кН) автомобиля массой 13 т при скорости движения 10 км/ч и направлении переключения в РК как с повышенной на пониженную, так и наоборот.

2. Как показали расчетные и экспериментальные данные [1], указанное время переключения не приводит к поломке узлов и деталей трансмиссии и, в частности, макета исследуемой РК. При сокращении времени переключения $t_п < 0,3$ с существенно возрастают контактные напряжения на эвольвентных поверхностях зубьев сопрягаемых шестерен.

3. В экспериментальных исследованиях сокращение времени переключения $t_п < 0,3$ с приводит к суще-

ственному (до 20 %) увеличению погрешности измерительного комплекса.

4. Указанное время переключения обеспечивается простой и надежной конструкцией механизма управления РК.

На первом этапе испытаний основными параметрами нагрузочного режима работы РК при малых и средних условиях нагружения являются частота вращения коленчатого вала двигателя, моменты инерции деталей трансмиссии автомобиля и колес. При экспериментальных исследованиях под действием нагрузок, возникающих при движении по опорной поверхности серийного автомобиля типа "Урал", основными параметрами нагрузочного режима работы РК будут время переключения передач в РК, величина крутящего момента двигателя и величина сил сопротивления движению.

Основными характеристиками работы РК служат: время переключения передач, величины динамических нагрузок в трансмиссии при переключении, КПД, усилие на механизме фиксации передач, величины шума и вибрации.

Для проводимых экспериментальных исследований динамических процессов в РК была изготовлена специальная редукторная установка, состоящая из двигателя, редуктора (исследуемая РК) и рабочих органов, осуществляющих нагружение редуктора (рис. 1). Методика экспериментальных стендовых исследований разрабатывалась с учетом основных требований и рекомендаций [5, 6]. Достижение целей эксперимента осуществлялось измерением и регистрацией крутящего момента на выходном валу РК, частоты вращения выходного вала РК, времени переключения передачи, общего времени проведения эксперимента. При измерении величин крутящего момента, частоты вращения колеса, времени переключения и общего времени проведения обеспечивалась их синхронная регистрация.

Анализ современных методик экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния зубьев шестерен и валов трансмиссии транспортных машин показал, что наиболее приемлемой является методика определения деформации с помощью тензодатчиков. Данная методика основывается на методе электрического измерения неэлектрических величин. Деформация детали приводит к изменению электрического сопротивления приклеенного на ней тензодатчика. При этом, прежде всего, необходимо обеспечить прочное и надежное соединение тензорезисторов с исследуемым зубом, что обеспечивается соответствующей подготовкой поверхности зуба и применением клеев, которые обладают адгезией к соединяемым материалам и по своим характеристикам удовлетворяют условиям эксперимента, например, клей ВС-350 обладает достаточными вибропрочностью и пластичностью. Учитывая, что для галтели зуба, где предполагается наклейка тензорезисторов, свойственны высокий градиент напряжений и неоднородное напряженное состояние, в качестве датчиков необходимо применять фольговые тензорезисторы с малой базой, исключающие осреднение сигнала и не обладающие повышенной поперечной чувствительностью и "ползучестью". Этим требованиям удовлетворяют тензодатчики типа КФ5П1-1-100-В-12 с базой 1 мм [7].

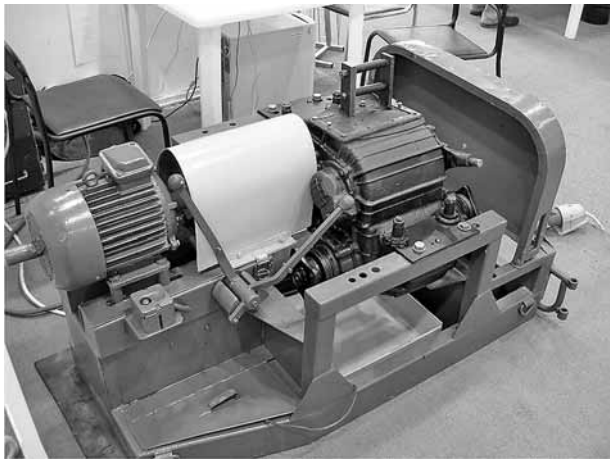

Рис. 1. Стенд для испытания РК

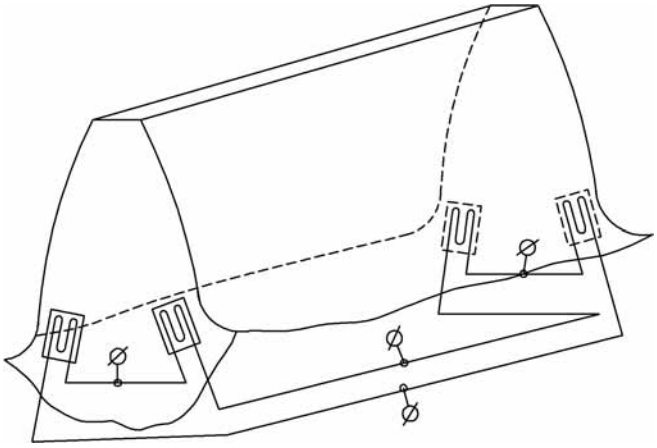

Рис. 2. Схема расположения датчиков на зубе

Тензодатчики были наклеены на торцах зуба у галтели (рис. 2) и соединены по мостовой схеме. Такое расположение тензодатчиков повышает чувствительность моста. Балансировку последнего осуществляют по методу включения в одну из диагоналей измерительного моста трех последовательно соединенных сопротивлений (рис. 3).

Нагрузку на зуб во время тарировки аппаратуры прикладывают посредством рычага, закрепленного на ведомом валу в горизонтальном положении, и грузов. Сигнал с тензорезисторов подают на многоканальный усилитель (например, У7-1), а с него на осциллограф (например, С1-122А). При выполнении экспериментов использовался многоканальный ртутный измерительный токосъемник марки ТРАК-12.

Вибрации и ускорения шестерен при работе их на экспериментальной установке измерялись с помощью двух датчиков. Погрешности изготовления зубчатых колес приводят к возникновению как крутильных, так

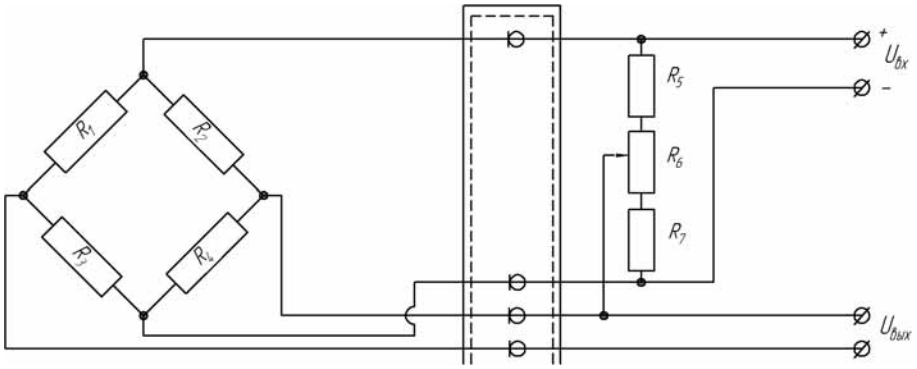

Рис. 3. Схема балансировки измерительного моста

и поперечных колебаний шестерни, происходящих в плоскости, параллельной плоскости зацепления. Датчики были расположены диаметрально противоположно от центра шестерни, а оси датчиков направлены по касательным к шестерне и параллельны друг другу. При крутильных колебаниях каждый датчик показывал амплитуду ускорения, смещения или скорости в том месте, где он установлен, независимо от его положения относительно плоскости зацепления.

Конструкция датчика, применяемого для измерения вибраций, определялась конкретными условиями его работы, в которые входят: измеряемый диапазон частот, величины амплитуд, температурные условия, силы, действующие на датчик, габариты деталей, измерение вибраций которых предполагается производить данным датчиком и др. Помимо этого, датчик должен был обладать достаточно простой конструкцией и надежностью в работе. Для определения условий работы датчика при измерении вибраций шестерен было проведено специальное исследование, в результате которого были установлены следующие основные требования к датчикам, предназначенным для измерения характеристик работы шестерен.

1. Частотная характеристика должна быть линейной в диапазоне частот от 50 до 15 кГц;
2. Собственная частота должна быть не менее 25—50 кГц;
3. Чувствительность должна быть не менее 0,5 МВ/g;
4. Датчики должны надежно работать при температурах до 100 °С;
5. Механическая прочность датчика должна обеспечивать надежную работу при ускорениях до 500 g и выдерживать центробежные силы до 20 кг/г;
6. Должна быть обеспечена возможность тарировки датчика вне измеряемого объекта;
7. Датчик должен обеспечивать простоту установки на измеряемую деталь, иметь небольшие размеры и вес для исключения влияния на колебательную систему.

Конструкция датчика для измерения характеристик работы зубчатых колес приведена на рис. 4. Этот датчик является пьезоэлектрическим акселерометром (измеритель ускорений) с кварцевой пластинкой (пьезоэлемент) 6 и грузом 3 (массой), изготовленным из тантала. Особенностью датчика является то, что его корпус имеет двойное назначение и служит, с одной стороны, для защиты груза и кварцевой пластинки от повреждений, а с другой — используется в качестве пружины, которая создает необходимое статическое усилие на пьезоэлемент. Величина статического усилия создается затяжкой крышки *4* датчика. Масса *3* датчика, совершая колебания вместе с деталью, в которую ввернут датчик (на резьбе), воздействует с определенным усилием на пьезоэлемент *6* датчика. Это усилие пропорционально ускорению (при постоянной массе для данного датчика). При воздействии на пьезоэлемент определенного усилия на нем возникает электрический заряд, пропорциональный этому усилию.

Опыт работы датчиков на больших оборотах показал, что значительное внимание необходимо уделять креплению выводных проводов. Провода должны плотно прилегать к поверхности детали. Плохо закрепленные участки проводов при вибрации быстро разрушаются, прерывая и значительно задерживая выполнение опыта в связи с устранением неполадок. Также установлено, что если одновременно с крутильными колебаниями шестерни она подвержена также и поперечным колебаниям, показания датчиков будут иметь другой характер. В зависимости от соотношения фаз поперечных крутильных колебаний шестерни возможны два варианта. При рассмотрении вариантов суммарных поперечных и крутильных колебаний отсчет необходимо вести

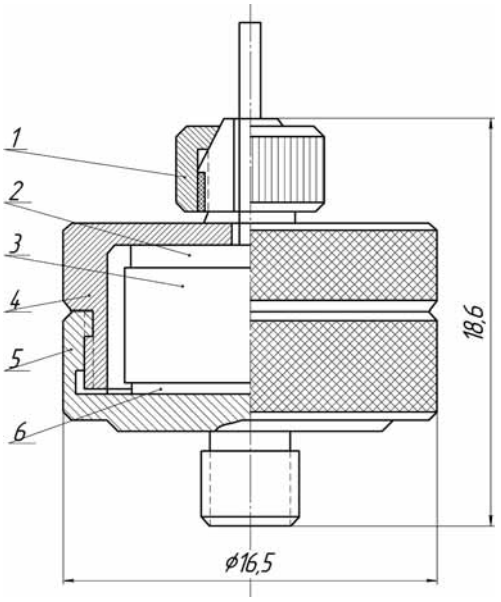

Рис. 4. Конструктивная схема датчика измерения вибраций:

1 — гайка; *2* — изолятор; *3* — груз; *4* — крышка; *5* — корпус; *6* — пьезоэлемент

от плоскости зацепления. Положение датчиков относительно плоскости зацепления координируется специальной отметкой на осциллограмме в момент, когда оси датчиков параллельны плоскости зацепления.

Программа экспериментальных исследований второго этапа включала следующие работы.

1. Осмотр экспериментальной РК (проверка уровня масла, крепления и т. д.);

2. Прогрев и тарировка измерительной аппаратуры;

3. Пуск и прогрев двигателя автомобиля;

4. Начало регистрации интересующих величин (начинается в момент трогания автомобиля и заканчивается при выезде автомобиля на исходную позицию);

5. Выход автомобиля на стартовую позицию;

6. Основной этап экспериментальных исследований:

а) при скорости автомобиля 10 км/ч сделать контрольный заезд на 200 м без переключения РК с фиксацией параметров измерительным комплексом на повышенной, затем на пониженной передаче РК без переключения передачи в КП;

б) при той же скорости и длине участка произвести заезд с переключением передачи в РК без остановки автомобиля в направлении с повышенной на пониженную с фиксацией параметров измерительным комплексом без переключения передачи в КП;

в) при той же скорости и длине участка произвести заезд с переключением передачи в РК без остановки автомобиля в направлении с пониженной на повышенную с фиксацией параметров измерительным комплексом без переключения передачи в КП.

7. На повышенной передаче в РК произвести регистрацию процессов, происходящих в трансмиссии при переключении передачи в КП (с I передачи на II) в режиме резкого включения муфты сцепления при той же скорости и длине участка.

Методы экспериментальных исследований второго этапа основаны на РТМ 37.001.039—77 "Типовая программа и методы испытаний полноприводных автомобилей на проходимость", ГОСТ В 26442—85 "Автомобили многоцелевого назначения".

При расчетной оценке нагрузочных режимов трансмиссии можно выделить два основных направления. Первое предполагает задание обобщенного нагрузочного режима кривыми распределения уровней крутящего момента в трансмиссии по числу циклов его действия [8]. Характеристики распределения выбираются по специальным номограммам в зависимости от условий эксплуатации автомобиля. При этом динамические нагрузки учитываются специальными коэффициентами. Такой метод достаточно обоснован многолетними экспериментальными данными, но не позволяет оценить влияние интенсивности и цикличности динамического нагружения трансмиссии на долговечность ее деталей, не учитывает специфики разных условий эксплуатации и особенностей рабочих процессов автомобиля. Более предпочтительным следует считать расчетное определение нагрузочного режима на основе аналитического описания его отдельных составляющих — квазистатической, определяемой внешним сопротивлением движению автомобиля, и динамических, дифференцируемых по источникам возбуждения колебаний [9]. При таком подходе нагрузка в трансмиссии определяется отдельно для каждого характерного режима нагружения, в последующем решается задача суммирования их повреждающего действия. Недостатком этой методики является ее громоздкость, необходимость в большом объеме вычислений на ЭВМ: даже небольшие корректировки режима движения автомобиля или условий эксплуатации требуют повторения полного цикла математического моделирования. Поэтому целесообразно объединить преимущества обоих направлений. Для этого необходимо найти обобщенные характеристики динамического нагружения трансмиссии на наиболее характерных режимах работы, аналитически описать их достоверными, но достаточно простыми зависимостями.

Процессы динамического нагружения зубчатых колес трансмиссии от переключения передач в РК налагаются на средний уровень квазистатических нагрузок, их амплитуда зависит от среднего значения нагрузки. Следовательно, на каждой отдельной передаче нагрузочный режим зубчатых колес трансмиссии автомобиля может быть представлен в виде двух кривых распределения нагрузок — квазистатических и динамических при включении данной передачи в РК. Схематично представление нагрузочного режима в виде двух кривых приведено на рис. 5. Обе кривые характеризуются средним значением, среднеквадратическим отклонением и правыми границами. Кривая распределения квазистатических нагрузок ограничивается справа значением максимального момента двигателя, так как по природе формирования их величина не может превышать это значение Сумма плотностей распределения квазистатического и динамического на-

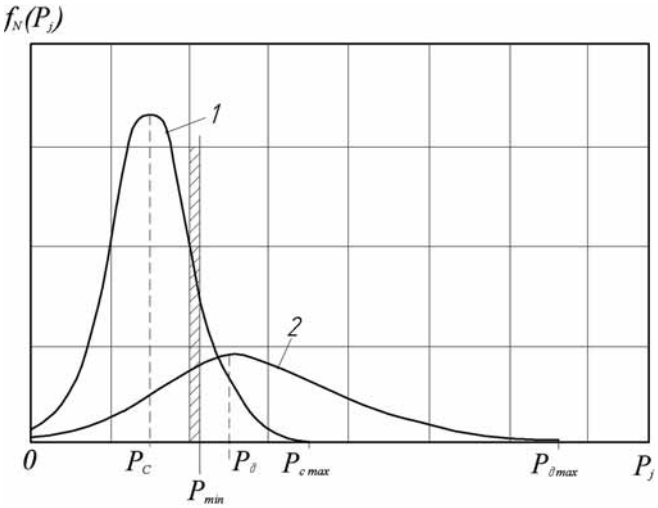

Рис. 5. Представление нагрузочного режима зубчатых колес РК:

1 — квазистатические нагрузки; 2 — динамические нагрузки

гружения по числу циклов на единицу пробега автомобиля должна быть равна единице:

$$\alpha_с \int_{-\infty}^{\infty} f_N(P_с)dP + \alpha_д \int_{-\infty}^{\infty} f_N(P_д)dP = 1, \quad (1)$$

где $\alpha_с$ и $\alpha_д$ — весовые коэффициенты по числу циклов действия квазистатических и динамических нагрузок соответственно.

Сдельные веса составляющих ($\alpha_с$, $\alpha_д$) по числу циклов нагружения на 1 км пробега могут быть определены следующим образом. Пробег автомобиля за время длительности m_i числа переходных процессов в РК на 1 км пути на i-й передаче в РК равен:

$$L_{ni} = m_i\left(\bar{V}_{ai} + \bar{V}_{ai-1}\right) t_{ni}/7{,}2, \quad (2)$$

где $\bar{V}_{ai}$ и $\bar{V}_{ai-1}$ — средние скорости движения автомобиля на включаемой и предшествующей передачах в РК (км/ч); t_n — время длительности одного переходного процесса при включении передачи в РК.

Между моментами выключения предыдущей передачи и включения следующей на манипуляции органами управления затрачивается время t_0, когда в трансмиссии действует нулевой момент. Длительность его одинакова для всех переключаемых передач и равна в нормальных эксплуатационных условиях 0,1—1,3 с, т. е. соизмерима с длительностью переходного процесса.

В предположении, что пробег на отдельных передачах отсчитывается от середины временных интервалов t_0 имеем пробег автомобиля при нулевом моменте в трансмиссии:

$$L_{oi} = 0{,}5t_0\left(m_i\frac{\bar{V}_{ai} + \bar{V}_{ai-1}}{7{,}2} + m_{i+1}\frac{\gamma_i}{\gamma_{i+1}}\frac{\bar{V}_{ai} + \bar{V}_{ai+1}}{7{,}2}\right), \quad (3)$$

где m_{i+1} — число включений повышенной передачи на 1 км пробега на этой передаче; γ_i и γ_{i+1} — удельный вес пробега на пониженной и повышенной передачах в РК в общем пробеге автомобиля.

Удельный вес квазистатических и динамических на переходных режимах нагрузок по числу циклов их действия определится по зависимостям:

$$\alpha_{дi} = \frac{L_{ni}}{1000};\ \alpha_{oi} = \frac{L_{oi}}{1000};\ \alpha_с = 1 - \alpha_д - \alpha_о. \quad (4) \qquad (4)$$

При представлении нагрузок в трансмиссии на каждой передаче в РК двумя распределениями (отдельно квазистатической и динамической на переходных процессах) по числу циклов их действия задача суммирования повреждающего действия может быть решена различными методами.

Долговечность детали L определяется как отношение располагаемой ею циклонапряженности R к циклонапряженности на единицу измерения долговечности R_1 (применительно к автомобилю единицей измерения долговечности принят 1 км пробега):

$$L = R/R_1. \quad (5)$$

Суммарное повреждающее действие нагрузок P_j, описанных двумя кривыми распределения для каждой передачи, на 1 км пробега автомобиля можно записать:

$$R_1 = R_{с1} + R_{д1} = \\ = N_с \int_{P_{min}}^{P_{с\,max}} P_с^m f_N(P_с)dP + N_д \int_{P_{min}}^{P_{д\,max}} P_д^m f_N(P_д)dP, \quad (6)$$

где $N_с$ и $N_д$ — число циклов нагружения детали квазистатическими и динамическими на переходных режимах нагрузками соответственно; $f_N(P_с)$ и $f_N(P_д)$ — функции распределения квазистатических ($P_с$) и динамических ($P_д$) нагрузок по числу циклов их действия; $P_{с\,max}$ и $P_{д\,max}$ — правые границы соответствующих кривых распределения.

Общее число циклов нагружения детали на 1 км пробега определяется радиусом ведущих колес и передаточным отношением от входного вала РК до ведущих колес и является числом постоянным и равным $N_{\Sigma 1}$. Поэтому в выражении (6) $N_с$ и $N_д$ можно выразить через общее число циклов нагружения $N_{\Sigma 1}$, используя коэффициенты их удельного веса $\alpha_с$ и $\alpha_д$:

$$N_с = \alpha_с N_{\Sigma 1},\ N_д = \alpha_д N_{\Sigma 1}. \quad (7)$$

В таком случае выражение (7) запишется:

$$R_1 = N_{\Sigma 1}\left[\alpha_с \int_{P_{min}}^{P_{с\,max}} P_с^m f_N(P_с)dP + \alpha_д \int_{P_{min}}^{P_{д\,max}} P_д^m f_N(P_д)dP\right]. \quad (8)$$

Располагая всеми известными (8) характеристиками, дальнейший расчет может быть выполнен по методике, разработанной под руководством И. С. Цитовича [10]. Эта методика в целях сокращения объемов вычислительных операций предлагает проведение расчетов по расчетной нагрузке $P_р$ с использованием коэффициентов нагрузки $K_н$ или коэффициентов пробега $K_П$, определяемых по зависимостям:

$$K_{Пс} = \int_{P_{min}}^{P_{д\,max}} P_д^m f_N(P_д)dP/P_р^m,\ K_{Нс} = (K_{Пс})^{1/m}, \quad (9)$$

$$K_{Пд} = \int_{P_{min}}^{P_{д\,max}} P_д^m f_N(P_д)dP/P_р^m,\ K_{Нд} = (K_{Пд})^{1/m}. \quad (10)$$

В качестве расчетной нагрузки $P_р$ обычно принимается нагрузка, соответствующая правой точке усечения кривой распределения. В нашем случае целесообразно обе кривые приводить к единой расчетной нагрузке, приняв в качестве ее правую точку усечения квазистатической составляющей.

Коэффициенты удельного веса квазистатического и динамического нагружения на режимах переключения передач в РК в трансмиссии полноприводных ав-

Таблица 1

Условия испытаний	Включаемая передача в РК	$\bar{m}_i$	$\alpha_с$	$\alpha_д$
Асфальтобетонное шоссе	1	14	0,85	0,1
	2	4,5	0,94—0,95	0,02—0,03
Булыжная дорога	1	10	0,89	0,07—0,08
	2	4,2	0,95	0,02—0,03
Грунтово-гравийная дорога	1	16	0,81—0,83	0,11—0,13
	2	6,0	0,91—0,92	0,03—0,04

Таблица 2

Условия движения и режим переходных процессов	$r_{дH}$,%	$r_{дF}$,%
Асфальтобетонное шоссе, эксплуатационный режим	4—10	10—25
Булыжная дорога, эксплуатационный режим	6—13	15—34
Улицы города, эксплуатационный режим	10—25	34—51
Интенсивный разгон с интенсификацией переключения передач	20—45	80—98

томобилей по числу циклов действия, подсчитанные на основе результатов экспериментального исследования режимов их движения в различных условиях эксплуатации и испытаний, приведены в табл. 1.

Зубчатые колеса предлагаемой конструкции раздаточной коробки автомобиля имеют разный уровень нагруженности, как квазистатической, так и динамической на различных передачах. Некоторые из них работают только на одной передаче, другие — на нескольких или всех передачах. Так как нагрузочные режимы на отдельных передачах практически независимы [11], суммарное накопление циклонапряженности детали на 1 км пробега с учетом коэффициентов распределения пробегов на отдельных передачах в РК запишется в виде:

$$R_1 = N_{\Sigma 1}\sum_{j}^{n}\gamma_i P_{рi}^{m}(\alpha_{сi}K_{пci} + \alpha_{дi}K_{пдi}), \qquad (11)$$

где γ_i — относительный пробег автомобиля на i-й передаче.

Оценку влияния динамического нагружения на процесс накопления циклонапряженности детали можно оценить по взвешенному значению $\sum_i K_{пдi}$ в выражении (11):

$$r_д = \sum_{i}^{n}\gamma_i\alpha_{дi}K_{пдi}/\sum_{i}^{n}\gamma_i(\alpha_{сi}K_{пci} + \alpha_{дi}K_{пдi}). \qquad (12)$$

Результаты оценки вклада динамического нагружения трансмиссии на режимах переключения передач в РК в суммарное накопление усталостных повреждений по контактной (H) и изгибной (F) выносливости зубчатыми колесами РК автомобиля Урал на некоторых режимах движения приведены в табл. 2.

Таким образом показано, что нагружение на режимах переключения передач в РК динамическое и квазистатическое независимы между собой и могут характеризоваться весовыми коэффициентами по числу циклов их действия, при этом процессы динамического нагружения зубчатых колес трансмиссии от переключения передач в РК налагаются на средний уровень квазистатических нагрузок, их амплитуда зависит от среднего значения нагрузки. Результаты оценки вклада динамического нагружения трансмиссии на режимах переключения передач в РК в суммарное накопление усталостных повреждений зубчатых колес раздаточной коробки автомобиля "Урал" показали существенную долю влияния на суммарное накопление усталостных повреждений по изгибной выносливости (до 90 %) при интенсивном росте динамики переключения передач за время переключения менее 0,1 с.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Яковлев, П. В.** Повышение динамики переключения передач в раздаточной коробке полноприводного автомобиля применением новой кинематической схемы: дис. канд. техн. наук / П. В. Яковлев. — Челябинск, 2005.
2. **Яковлев, П. В.** Совершенствование параметров и динамических свойств трансмиссий полноприводных автомобилей-тягачей / П. В. Яковлев, Г. Д. Драгунов // Транспорт Урала. № 2(29) 2011. С. 101—106.
3. **Яковлев, П. В.** Математическое моделирование трансмиссии автомобиля "Урал" с новой раздаточной коробкой / П. В. Яковлев, Г. Д. Драгунов // Транспорт Урала. 2012. № 1(32). С. 148—151.
4. **Патент РФ № 2011117482** Яковлев П. В., Драгунов Г. Д. "Раздаточная коробка транспортного средства с механизмом переключения передач".
5. **Нефедов А. Ф.** Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей. — Львов: Вища школа, 1976.
6. **Московкин В. В.** Выбор оптимальных параметров автомобиля, эксперимент или расчет // Автомобильная промышленность. — 1997. — № 8. — С. 15—17.
7. **Генкин, М. Д., Гринкевич В. К.** Динамические нагрузки в передачах с косозубыми колесами М.: Издательство Академии наук СССР, 1961.
8. **Дзюнь В. А., Павловский В. Я.** Нагруженность трансмиссий автомобилей. — Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1982. — 60 с.
9. **Дашь В. А., Филимончик И. И.** Нагрузочный режим и форсирование испытаний автомобильных трансмиссий. — Известия АН БССР. Сер. физ.-техн. наук, 1978, № 4. С. 92—96.
10. **Методика** определения максимальных динамических нагрузок трансмиссии автомобиля / И. С. Цитович, Н. Л. Островерхов, В. Б. Альгин и др. — Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1975. — 71.
11. **Лукинский В. С., Котиков Ю. Г., Зайцев Я. И.** Долговечность деталей шасси автомобиля. — Л.: Машиностроение, Ленинградское о-ние, 1984.

УДК 629.113.001.2
В. И. Копотилов, Тюменский филиал ВУНЦ сухопутных войск "ОВА ВС РФ"
E-mail: vikopotilov@mail.ru

АНАЛИЗ НЕКОТОРЫХ ВЕРСИЙ СИЛЫ ТЯГИ АВТОМОБИЛЯ

С позиций теоретической механики показывается, что продольная (касательная) реакция опорной поверхности не является силой тяги ведущего колеса автомобиля или другой колесной машины. Дается анализ других версий силы тяги, связанных с взаимодействием ведущего колеса с двигателем и остовом автомобиля. Отмечается, что раскрытие механизма тягообразования колеса является актуальной научной проблемой, не получившей пока своего научного решения.

Ключевые слова: *колесная машина, автомобиль, ведущее колесо, качение колеса, сила тяги, опорная поверхность, продольная реакция дороги.*

Анализ литературы показывает, что силой тяги автомобиля называют разные силы, возникающие в результате взаимодействия его ведущих колес с дорогой, рамой самого автомобиля и двигателем. Так, например, силой тяги называют усилие, которое складывается из суммы, так называемых, полных окружных сил ведущих колес, а также суммарное продольное воздействие самих ведущих колес на опорную поверхность. Силой тяги автомобиля называют и суммарную продольную реакцию дороги на ведущих колесах, а также некоторые другие силы. В данной статье ограничимся рассмотрением только последних версий понятия силы тяги.

Пожалуй, самая популярная точка зрения состоит в том, что силой тяги автомобиля является продольное усилие, образованное совокупностью сил тяги его ведущих колес, каждая из которых — это продольная реакция опорной поверхности. Такое понимание силы тяги связано, прежде всего, с именами Н. А. Яковлева, Г. В. Зимелёва, Е. В. Михайловского, Ю. А. Долматовского, Б. С. Фалькевича, Е. А. Чудакова и других специалистов.

Н. А. Яковлев указывал [1, с. 7], что ведущие колеса автомобиля воспринимают от опорной поверхности "...касательную реакцию дороги $P_к$. Эта реакция при достаточном сцеплении колес с дорогой, передаваясь с задней оси на раму автомобиля, сообщает поступательное движение автомобилю".

Г. В. Зимелёв утверждал, что "силами, движущими автомобиль, являются тангенциальные реакции дороги, приложенные к шинам ведущих колес" [2, с. 38]. При этом "тангенциальная реакция T ведущего колеса направлена в сторону движению и является по отношению к колесу толкающей или тяговой силой" [2, с. 25]. Для случая равномерного движения автомобиля ее величину он выражал формулой:

$$T = \frac{M}{r} - Rf = \frac{M}{r} - Qf, \qquad (1)$$

где M — крутящий момент; r — рабочий радиус колес; R — вертикальная составляющая реакции опорной поверхности; f — коэффициент сопротивления качению.

Ю. А. Долматовский, рассматривая силы, действующие на ведущие колеса автомобиля, отмечал, что "реакция X толкает колесо вперед, а оно через ось и подвеску толкает вперед весь автомобиль" [3, с. 47].

Точно также трактовал продольные реакции $X_к$, действующие на ведущие колеса, Е. А. Чудаков, который указывал, что "передача ведущего момента вызывает возникновение между движителями и дорогой соответствующих касательных реакций. Эти реакции направлены по движению машины и толкают ее вперед" [4, с. 22]. При этом силы $X_к$ автор называл "толкающими реакциями" или "толкающими силами" и указывал, что в общем случае движения:

$$X_к = \frac{M'_{вед} - M_{fк}}{r_к} = \frac{M_{вед} - M_{jк} - M_{fк}}{r_к}, \qquad (2)$$

где $M'_{вед}$ — крутящий момент, подводимый к ведущим колесам машины; $M_{fк}$ — момент сопротивления качению ведущих колес; $M_{jк}$ — момент инерции вращающихся масс двигателя, валов трансмиссии и ведущих колес; $r_к$ — радиус качения.

Б. С. Фалькевич отмечал, что "касательная реакция X_M, являясь внешней силой, вызывает поступательное перемещение ведущего колеса автомобиля, если она достаточна, чтобы преодолеть сопротивление движению" [5, с. 19].

Продольную реакцию опорной поверхности (T) считает движущей силой ведущего колеса и В. А. Горбачевский, который отмечает, что "что крутящий момент ведущего колеса расходуется на преодоление сопротивления качению и на создание силы тяги" [6, с. 29]:

$$M_к = Tr_c + Ra, \qquad (3)$$

где r_c — силовой радиус колеса; a — смещение вектора нормальной реакции; R — нормальная реакция опорной поверхности. Концепцию, согласно которой сила

тяги колеса — это продольная реакция опорной поверхности, разделяют А. С. Антонов, Ю. А. Кононович, Е. И. Магидович и В. С. Прозоров [7]. Они указывают, что "Равнодействующая касательных реакции дороги, вызываемых крутящим моментом колеса и направленных в сторону его движения, называется силой тяги колеса $X_к$)" [6, с. 22], а "Силой тяги автомобиля называется сумма сил тяги, приложенных ко всем его ведущим колесам" [7, с. 38].

Как продольную реакцию, прикладываемую со стороны грунта (дороги) к ведущим колесам, трактует силу тяги P_m многие авторы монографий и научных статей, в частности, А. Ф. Полетаев [8], А. М. Холодов [9], Н. А. Ульянов, Э. Г. Ронинсон, В. Г. Соловьев [10], А. А. Кулешов и И. И. Марголин [11], авторы энциклопедии по машиностроению [12] и многие другие. Такой же взгляд на силу тяги характерен и для современных учебников и учебных пособий, излагающих теорию движения колесных машин [13—15 и др.]. Взгляд на продольную реакцию как силу тяги колеса ($P_к$) утвердился и среди многих специалистов в области теории движения колесных тракторов, которые связывают ее с величиной крутящего момента $M_к$, подводимого к колесу, зависимостью [16, 17]:

$$M_к = M_f + \rho P_к, \qquad (4)$$

где ρ — силовой радиус колеса; M_f — момент сопротивления качению.

Следует отметить, что отождествление силы тяги колеса и продольной реакции опорной поверхности, свойственно и зарубежным исследователям, о чем свидетельствуют, в частности, широко известные у нас книги Дж. Вонга [18], Я. Таборека [19], М. Г. Беккера [20] и Й. Раймпеля [21].

Таким образом, можно заключить, что версия силы тяги как продольной реакции опорной поверхности имеет в научной, технической и учебной литературе самое широкое распространение. При этом многие ученые (Г. В. Зимелёв, Е. А. Чудаков, Б. С. Фалькевич, Г. А. Смирнов, А. С. Антонов, Ю. А. Кононович, Е. И. Магидович, В. С. Прозоров и др.), признавая продольную реакцию силой тяги колеса, одновременно называют таковой и окружную силу, введенную Е. А. Чудаковым [22, 23]. Однако лишь немногие из них (Я. Х. Закин [24], Г. А. Смирнов [25], Г. И. Гладов и А. М. Петренко [26]...) указывают на условность последней как продольной реакции, отличающейся от первой на величину силы сопротивления качению. Другие же (Н. А. Яковлев, Е. В. Михайловский, Г. А. Гаспарянц, А. А. Кулешов и И. И. Марголин, А. В. Богатырев, ...), принимая в качестве силы тяги продольную реакцию опорной поверхностью, не указывают при этом какую из них они имеют в виду или же просто считают, что это одна и та же сила.

Главное преимущество, которое в глазах специалистов имеет рассматриваемая версия силы тяги перед другими, состоит в том, что продольная реакция по отношению к автомобилю является *внешним* усилием. Это обусловлено тем, что в теоретической механике существует теорема, в соответствии с которой считается, что всякое изменение количества движения механической системы, в том числе и колесной машины, может происходить только под импульсами *внешних сил*. Эта теорема в проекции ее векторного выражения на продольную координатную ось может быть представлена уравнением:

$$mV - mV_o = \sum S_k^e, \qquad (5)$$

где mV — количество движения механической системы (в данном случае автомобиля) в некоторый конечный момент времени; mV_o — то же, но в начальный момент времени; S_k^e — проекция импульса k-ой внешней силы на продольную ось, вдоль которой происходит движение автомобиля.

Применительно к продольной реакции R_x дороги величина импульса силы, получаемого колесом:

$$S_x(R_x) = \int_0^t R_x dt. \qquad (6)$$

Импульсы S_x продольных реакций, прикладываемые к ведущим колесам, как и векторы самих сил R_x, направлены в сторону движения автомобиля. Принято считать, что именно эти импульсы и обеспечивают при разгоне приращение количества движения автомобиля или сохранение такового при его равномерном движении. Водитель же, изменяя подачу топлива и переключая передачи, управляет величиной этих продольных реакции и тем самым задает режим движения.

Тем не менее, признать продольные реакции опорной поверхности движущими силами автомобиля не позволяют следующие обстоятельства.

1. Если продольная реакция R_x была бы действительно движущей силой ведущего колеса, то ее импульс $S_x(R_x)$, например, при разгоне автомобиля, должен сообщать приращение количества движения той части ведущего колеса, которая получает этот импульс (опорная часть шины, находящаяся в контакте с дорогой). Между тем, именно эта часть колеса и остается неподвижной, в то время как его другие материальные точки и корпус автомобиля получают ускорения. Более того, если колесо в процессе движения автомобиля пробуксовывает, то опорная часть шины перемещается не по направлению действия этой силы R_x, а в противоположную сторону.

2. Если реакция R_x была бы действительно движущей силой, то она должна способствовать вращению ведущего колеса вокруг его собственной оси и вызывать его перекатывание по опорной поверхности. Однако продольная реакция R_x относительно оси колеса создает крутящий момент, направленный ... против его вращения. Следовательно, момент этой силы $M = R_x r_\partial$ способствует не вращению ведущего колеса, а наоборот, *препятствует* его вращению. Другими словами, продольная реакция R_x создает на ведущем колесе в сущности ... момент сопротивления вращению!

3. Если продольная сила R_x была бы действительно силой тяги, толкающей ведущее колесо и автомобиль вперед, то она бы развивала мощность:

$$N_m = R_x V_x = R_x V_x, \quad (7)$$

которая расходовалась бы на покрытие работы всех сил сопротивления движению. Между тем мощность этой силы равна нулю! Это объясняется тем, что в каждое мгновение точка приложения силы R_x, находящаяся в пятне контакта колеса с дорогой, покоится ($V_x = 0$). Следовательно, мощность $N_m = R_x V_x = 0$. Если сила R_x не совершает работы, то она не дает и приращения кинетической энергии автомобиля при его трогании с места и разгоне, а также не обеспечивает поддержание его кинетической энергии при равномерном движении. По этой причине такую силу нельзя признать движущим усилием колеса. Более того, если в процессе движения ведущее колесо автомобиля пробуксовывает, то вектор скорости V_x точки приложения продольной реакции R_x будет направлен против движения, следовательно, мощность силы R_x при этом отрицательна ($N_m = R_x V_x < 0$). У настоящей силы тяги такого быть не может.

4. Наконец, надо осознавать, что продольная реакция — это сила, создаваемая *дорогой*, которая сама по себе не имеет источника энергии для того, чтобы ее сила R_x совершала работу по перемещению автомобиля. Источником энергии движения автомобиля является, как известно, его двигатель, а не дорога.

Все сказанное свидетельствует о том, что концепция, согласно которой сила тяги ведущего колеса — это продольная реакция опорной поверхности, к сожалению, не имеет под собой соответствующей научной основы. В действительности, продольная реакция R_x при качении ведущего колеса играет очень важную роль, но выполняет совсем другую функцию.

Следует сказать, что автор данной статьи не одинок в неприятии продольной реакции как силы тяги ведущего колеса. Также считают Ф. Ф. Мухамадьяров, А. А. Лопарев, В. И. Судницын [27], которые справедливо указывают, что продольная реакция — это следствие, а не причина качения колеса.

Вполне обоснованное сомнение относительно способности касательной силы тяги выполнять такую роль выражают А. В. Кузмицкий и А. Р. Цыганов, которые отмечают, что "...сила трения колеса по основанию, по своей природе неактивна и по определению не может быть движущей" [28].

Сомнение в том, что продольная реакция дороги является силой тяги высказывает и М. А. Подригало [29], который считает, что продольная реакция дороги — "есть лишь косвенная характеристика тяговой силы, ее математический аналог, лишенный физического смысла".

Рассмотрим другие варианты силы тяги, которые встречаются в научной, учебной и нормативной литературе и связаны с взаимодействием ведущего колеса с остовом автомобиля ГОСТ 17697—72 "Автомобили. Качение колеса. Термины и определения" утверждает, что сила тяги колеса ($P_к$) — это "продольная сила колеса, противоположная по направлению скорости его продольного перемещения". При этом под продольной силой колеса понимается "составляющая равнодействующей всех сил, приложенных к колесу со стороны автомобиля, перпендикулярная к поперечной плоскости" [30].

Таким образом, если исходить из ГОСТ 17697—72, то сила тяги колеса — это, во-первых, продольная сила, прикладываемая к ведущему колесу со стороны *остова* автомобиля, и, во-вторых, — это продольное усилие, направленное *против скорости* его перемещения. Как первое, так и второе — это просто абсурд и нелепость.

Во-первых, как известно (см. словарь С. И. Ожегова), под термином "тяга" изначально понимается движущее (тянущее усилие), а не сила сопротивления движению. Остов же при равномерном или ускоренном движении лишь только тормозит движение автомобиля. Другими словами, сила, передаваемая ведущему колесу со стороны остова автомобиля, — это не сила тяги, а сила *сопротивления* движению! По этой причине, продольное усилие, приложенное к колесу остовом автомобиля и направленное против вектора скорости перемещения, не может быть силой тяги по определению. Здесь мы наблюдаем подмену понятий: силу сопротивления движению, создаваемую остовом и передаваемую им на ведущее колесо автомобиля, авторы стандарта выдают за силу тяги этого колеса. Быть может на составителей стандарта повлияло неосторожное высказывание Е. А. Чудакова, который силой тяги ведущего колеса назвал однажды продольную силу $P_к$, которая направлена против движения и является "реакцией от оси" [23, с. 127—129], т. е. силу сопротивления, которую остов автомобиля прикладывает к колесу через его ось.

Во-вторых, любая сила взаимодействия ведущего колеса с остовом автомобиля — это сила *внутренняя*. Как отмечалось выше, такая сила не может вызывать изменение количества движения автомобиля, т. е. трогание его с места и последующий разгон. Считается, что на такое действие способна только *внешняя* сила! Если же авторы стандарта, вопреки канонам механики, утверждают обратное, то это следовало бы подкрепить соответствующими теоретическими доказательствами.

Анализируя стандарт, нельзя не отметить, что ГОСТ 17697—72 содержит и такой термин как "толкающая сила колеса", который, казалось бы гораздо ближе к понятию силы тяги, т. к. вектор этой продольной силы направлен в сторону его движения. Однако вопреки общепринятой лексике, в стандарте под этим термином фактически понимается не сила, которая прикладывается колесом к корпусу и толкает его, а наоборот, сила, посредством которой ... остов автомобиля тянет за собой колесо (т. е. сила "тяги" остова). Здесь составители стандарта перепутали источник силы (ведущее колесо) с точкой приложения вектора этой силы (остов автомобиля).

Таким образом, можно констатировать, что ГОСТ 17697—72 в части определения понятия силы тяги колеса не только не проясняет это понятие, а наоборот, еще больше углубляет неразбериху и непонимание того, что же является силой тяги колеса.

К сожалению, ошибочное представление о силе тяги, заложенное в ГОСТ 17697—72, получило распространение в научной и учебной литературе. Определение силы тяги колеса, соответствующее ГОСТ 17697—72, можно найти в монографии В. И. Кнороза и Е. В. Кленникова [31], учебнике Г. А. Смирнова [25], учебном пособии В. Д. Никонова [32] и ряде других книг.

Если в указанных выше источниках силой тяги называется продольное усилие, прикладываемое к колесу со стороны рамы (корпуса) автомобиля, то в монографиях того же Е. А. Чудакова [22 и 23], учебниках А. И. Гришкевича [33], В. П. Тарасика [34], книге А. П. Крившина [35] и некоторых других работах, наоборот, силой тяги называется продольное усилие, прикладываемое *к корпусу* со стороны ведущего колеса.

Так, например, А. И. Гришкевич, наряду с окружной силой, вводит еще одну движущую силу — силу тяги F_m, под которой он понимает "усилие, передающееся от колеса на раму автомобиля" [33, с. 19]. Таким образом, продольную силу воздействия ведущих колес на раму, т. е. *внутреннюю* силу, отражающую взаимодействие отдельных элементов одной системы, автор объявляет силой тяги, т. е. движущей силой всего автомобиля. Путаницу, которую создает это утверждение, еще больше усиливает схема сил на рис. 1.14 учебника, на котором автор, вопреки собственному заявлению, силу тяги F_m прикладывает не к раме, а к ведущему *колесу*, направляя ее при этом *против скорости движения* автомобиля.

В. П. Тарасик в учебнике [34] указывает, что сила тяги F_m ведущего колеса — это сила, "с которой колесо воздействует на корпус автомобиля". Она "обеспечивает преодоление всех сопротивлений движению корпуса автомобиля, включая сопротивление качению ведомых колес" [34, с. 35]. Таким образом, и В. П. Тарасик внутреннее усилие, возникающее между ведущим колесом и корпусом автомобиля, выдается в качестве силы тяги колеса. На самом деле, сила F_m — это не сила тяги, а всего лишь толкающее усилие ведущего колеса, т. е. продольное усилие, прикладываемое колесом к *корпусу*. Попутно заметим, что автор учебника, противореча сам себе, чуть ниже пишет об этой силе совсем другое: "Сила F_m приложена к центру колеса... ". Таким образом, создается впечатление, что одна и та же сила прикладывается одновременно и к колесу, и к корпусу автомобиля, чего конечно же быть не может. Это еще больше осложняет понимание того, что же в итоге является движущей силой колеса, т. е. силой его тяги.

Еще одна точка зрения на силу тяги, встречающаяся в литературе, состоит в том, что этой силой является прикладываемое *к оси* ведущего колеса продольное усилие, которое появляется в результате передачи на корпус автомобиля продольной реакции опорной поверхности, которая, в свою очередь, вызывается действием крутящего момента, подводимого к колесу от двигателя. Такой взгляд на движущую силу колесной машины высказывают А. П. Крившин [35], А. А. Куров и Б. А. Куров [36], В. М. Рогожкин [37] и некоторые другие ученые. Однако нетрудно увидеть, что такая сила является лишь промежуточным усилием, а исходной движущей силой колеса является все-таки продольная реакция опорной поверхности. Естественно, такое промежуточное усилие нельзя рассматривать как источник движения самого колеса, т. е. как его силу тяги.

Подведем итог.

Все выше рассмотренные варианты силы тяги являются теоретически несостоятельными. И не случайно, продолжаются попытки "найти" силу, которая действительно является силой тяги колесной машины. Такие попытки, хотя и безуспешные, были предприняты в последнее время, например, А. В. Кузмицким и А. Р. Цыгановым [28], а также М. А. Подригало [29].

Кузмицкий А. В., Цыганов А. Р. утверждают, что "одна из главных проблем в механике мобильных машин — проблема внешней силы, под действием которой осуществляется движение". При этом они отмечают, что "единственной активной внешней силой, действующей на мобильную машину, является сила тяжести, но проблема в том, что на горизонтальном пути она не совершает работы и согласно установившимся представлениям также не может быть движущей" [28]. В связи с этим, они выдвинули фантастическое предположение, что сила тяги колеса — это результат проявления якобы "потенциальной энергии особого вида", которая образуется за счет его взаимодействия с полем тяжести.

М. А. Подригало [29] силу тяги предлагает рассматривать как результат действия "четырехзвенного механизма", который, как утверждает автор, образуется из передних и задних колес автомобиля, а также его корпуса и дороги. Чтобы сила тяги, развиваемая этим "механизмом", была внешней, автор пытается всех убедить, что крутящий момент автомобильного двигателя — это внешнее усилие. Он пишет: "... нужно отказаться от ... представления, будто крутящий момент на ведущем колесе есть внутреннее усилие". По его мнению, расценивать крутящий момент как внутреннее усилие лишь только потому, что двигатель находится внутри автомобиля, "явно нелогично". М. А. Подригало конечно же заблуждается, т. к. автомобиль не может существовать без двигателя. Двигатель, независимо от его типа и места установки, является *неотъемлемым* элементом любого автомобиля. Без него никакой автомобиль не может самостоятельно сдвинуться с места, разогнаться и поддерживать свою скорость. Поэтому усилие, передаваемое от него к ведущим колесам, всегда является для автомобиля его *внутренним* усилием.

Все это свидетельствует о том, что в настоящее время нет единого и общепризнанного представления о движущих силах автомобиля.

При этом все существующие варианты тяговых сил не имеют под собой глубоких и всесторонних обоснований, а некоторые из них заведомо ошибочны и противоречат канонам теоретической механики и здравому смыслу. Нет и единой терминологии. Так в одних в одних изданиях движущую силу колеса называют полной окружной силой, в других — свободной окружной,

в третьих, тяговой силой, в четвертых, касательной силой тяги, а в пятых толкающей силой. При этом различные варианты сил, которые считают тяговыми, противоречат друг другу. Путаница в представлениях о движущих силах и вольность в использовании терминов доходит до того, что даже в одной и той же работе силой тяги называют несколько совершенно разных сил.

Отсутствие научно обоснованного представления о силе, которая движет колесо, проявляется и в отсутствии единой формулы этой силы, точке ее приложения, механизме образования и даже направлении ее действия. До сих пор не выявлена природа самой силы тяги и не раскрыт "механизм тягообразования" колеса.

Все обоснования силы тяги, которые приводятся порой в научно-технической и учебной литературе, крайне поверхностны, путаны, противоречивы или просто ошибочны и в лучшем случае сводятся лишь к количественному выражению модуля силы. В учебной литературе, которая призвана давать полное и ясное представление о силе тяги, невозможно разобраться в том, что же все-таки является силой тяги и каков механизм ее образования.

Думается, не случайно некоторые специалисты по механике движения машин силу тяги расценивают как некую условную (фиктивную), в действительности несуществующую движущую силу [24—26, 38, 39].

Сказанное выше позволяет заключить, что обоснование движущей силы ведущего колеса, по-прежнему, является актуальной проблемой, требующей своего научного разрешения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Яковлев Н. А.** Теория и расчет автомобиля. — М.: Гостехиздат, 1949.
2. **Зимелёв Г. В.** Теория автомобиля. — М.: Воениздат, 1957.
3. **Долматовский Ю. А.** Автомобиль в движении. — М.: Машгиз, 1957. — 231 с.
4. **Чудаков Е. А.** Основы теории трактора и автомобиля. — М.: Сельхозиздат, 1962.
5. **Фалькевич Б. С.** Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1963.
6. **Горбачевский В. А.** Работа шин на лесотранспорте. — М.: Лесная промышленность, 1970. — 120 с.
7. **Антонов А. С., Кононович Ю. А., Магидович Е. И., Прозоров В. С.** Армейские автомобили: Теория. — М.: Воениздат, 1970.
8. **Полетаев А. Ф.** Основы теории сопротивления качению и тяги жесткого колеса по деформируемому основанию. — М.: Машиностроение, 1971.
9. **Холодов А. М.** Основы динамики землеройно-транспортных машин. — М.: Машиностроение, 1968.
10. **Ульянов Н. А., Ронинсон Э. Г., Соловьёв В. Г.** Самоходные колесные землеройно-транспортные машины / Под ред. Н. А. Ульянова. — М.: Машиностроение, 1976.
11. **Кулешов А. А., Марголин И. И.** Пневмоколесные машины с бортовыми приводами и мотор-колесами. — М.: Машиностроение, 1995.
12. **Машиностроение.** Энциклопедия. Т. IV-15 Колесные и гусеничные машины / В. Ф. Платонов, В. С. Азиев, Е. Б. Александров и др. Под общей ред. В. Ф. Платонова. — М.: Машиностроение, 1997.
13. **Автомобили** / Под ред. А. В. Богатырёва. Учебное пособие для вузов. — М.: Колос, 2001.
14. **Гаспарянц Г. А.** Конструкция, основы теории и расчета автомобиля: Учебник для техникумов. — М.: Машиностроение, 1978.
15. **Кутьков Г. М.** Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. — М.: Колос, 2004.
16. **Зайцев С. Д.** и др. Тягово-сцепные качества высокоэластичных шин сверхнизкого давления // Тракторы и с/х машины, 2008, № 9. — С. 29—31.
17. **Станкевич Э. Б.** Зависимость силового нагружения колеса от его геометрических параметров // Механизация и электрофикация с/х, 1987, № 9.
18. **Вонг Дж.** Теория наземных транспортных средств. Перевод с англ. М.: Машиностроение, 1982.
19. **Таборек Я.** Механика автомобиля. Пер. с англ. Под ред. В. Ф. Родионова. — М.: Гостехиздат, 1960.
20. **Беккер М. Г.** Введение в теорию систем местность—машина. — М.: Машиностроение, 1973.
21. **Раймпель Й.** Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. Пер. с нем. Под ред. О. Д. Златовратского. — М.: Машиностроение, 1986.
22. **Чудаков Е. А.** Качение автомобильного колеса. — М.: Машгиз, 1947. — 70 с.
23. **Чудаков Е. А.** Качение автомобильного колеса // Труды Автомобильной лаборатории ИМ АН СССР, вып. 9. — М.-Л.: Издание АН СССР, 1948.
24. **Закин Я. Х.** Прикладная теория движения автопоезда. — М.: Транспорт, 1967.
25. **Смирнов Г. А.** Теория движения колесных машин: Учебное пособие. — М.: Машиностроение, 1990.
26. **Гладов Г. И., Петренко А. М.** Специальные транспортные средства: Теория. Учебник для вузов. — М.: ИКЦ "Академкнига", 2006.
27. **Мухамадьяров Ф. Ф., Лопарев А. А., Судницын В. И.** Режимы и причинно-следственная связь качения колеса с эластичной шиной // Тракторы и сельхозмашины, 2002, № 2. — С. 18—20.
28. **Кузьмицкий А. В., Цыганов А. Р.** Угловой потенциал — источник движущей силы колеса // Тракторы и с/х машины, 2003, № 6. — С. 16—18.
29. **Подригало М. А.** Качение автомобильного колеса и определение понятия "тяговая сила" // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 1. — С. 25—26.
30. **ГОСТ 17697—72** Автомобили. Качение колеса. Термины и определения.
31. **Кнороз В. И., Кленников Е. В.** Шины и колеса. — М.: Машиностроение, 1975.
32. **Никонов В. Д.** Бронированные боевые колесные машины и военные автомобили. Основы теории и конструкции: Учебник для военных училищ. — М.: Воениздат, 1990.
33. **Гришкевич А. И.** Автомобили: теория. — Минск: Вышэйшая школа, 1986.
34. **Тарасик В. П.** Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006.
35. **Крившин А. П.** Эксплуатационные свойства и эффективность землеройно-транспортных машин. — М.: Транспорт, 1975.
36. **Куров А. А., Куров Б. А.** Автомобиль. Учебник для техникумов. — М.: Машгиз, 1955.
37. **Рогожкин В. М.** Эксплуатация машин в строительстве. Учебник. — М.: Изд-во АСВ, 2011.
38. **Вирабов Р. В.** Об оценке сопротивления качению колеса с пневматической шиной // Вестник машиностроителя. — 1987. — № 7. — С. 46—50.
39. **Платонов В. Ф.** Полноприводные автомобили. — М.: Машиностроение, 1981.

УДК 629.3.02

Е. А. Кошкин, канд. техн. наук, полковник милиции в отставке
E-mail: info@autotransportnik.ru

МЕТОДИКА ПРОТИВ НАРУШИТЕЛЕЙ

Изложена методика выявления и оценки количества нетрезвых водителей в потоке движения, что позволяет объективно оценить работу дорожной полиции и сократить число аварий по вине нетрезвых водителей.

Ключевые слова: *проба на алкоголь, аварии на дорогах, статистика ДТП, технические средства контроля движения.*

Я долго профессионально занимался проблемой, связанной с предупреждением ДТП, совершаемых нетрезвыми водителями. Более 30 лет тому назад я разработал совместно с кандидатом физико-математических наук Корнеевым А. И. под руководством проф. В. Н. Иванова методику, благодаря которой, базируясь на имеющихся статистических данных о ДТП, можно ответить на следующие вопросы, в том числе на главный вопрос: сколько нетрезвых водителей находится в транспортном потоке, при этом не совершая ДТП и не выявляясь сотрудниками ДПС ГИБДД.

Это архиважный вопрос, без ответа на который мы не представляем масштаба проблемы, а значит, не представляем объекта управления. Мы получаем много информации по поднятой проблеме. Участники тех или иных ее обсуждений говорят о тяжести наказания за подобные деяния, неэффективности усиления санкций, подчеркивая важность неотвратимости наказания. При этом оппоненты не имели никакого представления о количественных показателях всех вышеперечисленных характеристик и их взаимосвязи. Забегая вперед, хочу заметить, что с помощью своей методики, я, так уж получилось, еще за неделю до трагедии на Минской улице (тогда в Москве пьяный водитель сбил 10 человек) провел необходимые расчеты как по Москве, так и по России в целом, используя статистические показатели ГИБДД по итогам 2011 г.

Имея дополнительную информацию о распределении общего количества ДТП по вине водителей и количества ДТП по вине нетрезвых водителей для определения групп водителей (по возрасту: стажу, квалификации и др.), можно ответить на вопросы, сколько нетрезвых водителей находится в транспортном потоке, как эти нарушители распределены по тем или иным магистралям, в том числе по часам суток и дням недели для этих групп водителей.

Ответы на перечисленные вопросы существенны при решении следующих задач по управлению БД:

распределение ресурсов на различные мероприятия по БД;

прогнозирование и оценка эффективности мероприятий по предупреждению ДТП, совершаемых нетрезвыми водителями;

разработка мероприятий по дифференцированному воздействию на различные группы водителей;

определение конкретных заданий по предупреждению ДТП, совершаемых нетрезвыми водителями, различным организациям региона;

разработка научно обоснованных нормативов деятельности ДПС ГИБДД, исходя из ситуации с аварийностью в районе;

оценка эффективности всего комплекса мероприятий по борьбе с пьянством за рулем;

оценка (количественная) вклада ДПС ГИБДД в снижение или рост аварийности;

оценка влияния численности ДПС ГИБДД (увеличения или уменьшения) на ситуацию с аварийностью. Возможность обоснования штатов ДПС ГИБДД. Возможность организации работы ДПС ГИБДД по принципу самоокупаемости и даже получения прибыли (от штрафов и сокращения ДТП, совершаемых нетрезвыми водителями;

определение наиболее эффективной дислокации постов;

возможность оценки числа злоупотреблений, допускаемых ДПС ГИБДД, в том числе получение взяток от нетрезвых водителей.

Одна из основных задач работников Госавтоинспекции и соответствующих служб автотранспортных предприятий — не допустить пьяного за руль, а если такое все же произошло, то как можно быстрее устранить его из транспортного потока, обезвредить. Все это, вроде бы, делается. Но почему еще так велико число происшествий, совершаемых нетрезвыми водителями?

Одна из причин, как нам кажется, в том, что борьба с этим злом все еще ведется по старинке, от достигнутого, а не от того, какой результат мы должны получить на самом деле. Вести любую работу можно выполнить эффективно только в том случае, если знаешь ее объемы и правильно их оцениваешь. Эффективность борьбы с пьянством за рулем сегодня оценивается по двум кри-

териям: количеству происшествий, совершенных нетрезвыми водителями (его даже выделили в статистической отчетности в особую строку), и числу выявленных случаев управления транспортом в нетрезвом состоянии. Однако эти критерии для оценки небесспорны. Об этом же говорят и скачки цифр то в большую, то в меньшую сторону, хотя профилактические службы как работали, так и работают. А каковы вообще масштабы проблемы в данном регионе, городе, автохозяйстве? Сколько водителей предположительно садится ежедневно в нетрезвом состоянии за руль?

Только имея ответы на эти вопросы, мы можем судить, много или мало нарушителей нами выявлено. Сколько аварий следует ожидать и как их предупредить? Оценки "от достигнутого" не позволяют ответить на самые важные вопросы. А отсюда невозможно понять: эффективно ли работают соответствующие службы, в каком направлении следует прилагать усилия, действенны ли санкции и профилактические меры. И самое главное — оценка деятельности по количеству происшествий и числу выявленных нарушений не вынуждает искать резервы, работать с полной отдачей и напряжением сил, таким, какое требуется для дела. Не оттого ли многие годы столь неэффективна борьба с пьянством за рулем?

Как же объективно оценить усилия различных служб, занимающихся профилактикой пьянства на дорогах? Метод, позволяющий достаточно полно проанализировать как проблему, так и деятельность, связанную с ее решением в том или ином регионе, автохозяйстве, как говорилось выше, был разработан в конце 70-х годов. Он основан на том, что нетрезвое состояние водителя повышает вероятность возникновения дорожно-транспортного происшествия (рис. 1).

Данная зависимость приведена во множестве зарубежных и отечественных исследований и никогда не подвергалась сомнению. Зная эту зависимость от степени опьянения водителя, можно по известным показателям аварийности ответить на все те вопросы, которые поставлены выше и на которые, как еще полагают, ответить как будто бы невозможно. Причем методика позволяет определить и самый важный параметр: сколько нетрезвых водителей, но еще не выявленных ГИБДД и не совершивших никаких нарушений, то есть никак себя пока не проявивших, находятся в данный момент в потоке. Для этого достаточно знать так называемый коэффициент опасности нетрезвого водителя, определяемый как отношение вероятности совершения им ДТП и вероятности аварии у человека трезвого, и процент происшествий, совершенных нетрезвыми водителями, против общего количества ДТП, случившихся в данном регионе (автохозяйстве), у той или иной возрастной или профессиональной группы.

Для Москвы, например, этот коэффициент рассчитывался на обработке огромного статистического материала (более 10 тысяч освидетельствований, проведенных пунктом неотложной наркологической помощи, наркологического диспансера № 1 г. Москвы) и экспертиз состояния водителей, совершивших ДТП.

Распределение концентрации алкоголя в крови водителей, совершивших ДТП в Москве, представлено на

Рис. 1. Относительная вероятность ДТП для различных концентраций алкоголя в крови водителя

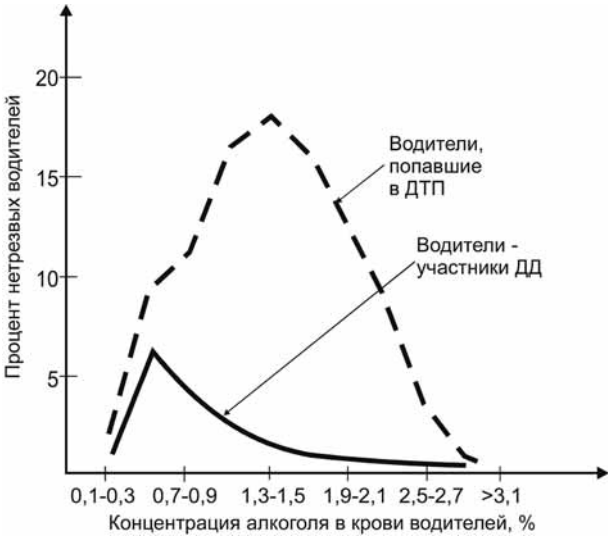

Рис. 2. Распределение концентрации алкоголя в крови водителей в Москве

рис. 2. Все экспертизы были проведены на американском оборудовании "Интоксилайзер", позволяющим очень точно определять пробы на алкоголь в выдыхаемом воздухе. Для Москвы, например, коэффициент риска, который мы обозначили, оказался равным 7,5 и соответствует 1 промилле. Т. е. 1 г алкоголя приходится на литр крови. Такой уровень соответствует, как правило, выпиванию 140—150 г водки, а замеры ведутся через 1 час после принятия алкоголя (рис. 3).

Исходя из данных статистической отчетности о ДТП в целом по России и по Москве, т. е. исходя из данных, которые десятилетиями собираются всеми подразделениями ГИБДД, необходимо рассчитать, какова же доля нетрезвых водителей в транспортном потоке. Долгое время во всем мире считалось, что ответить на этот вопрос невозможно. Хотя необходимость в ответе была велика. Когда американских полицейских интересовал этот показатель, они действовали предельно просто, а именно: оста-

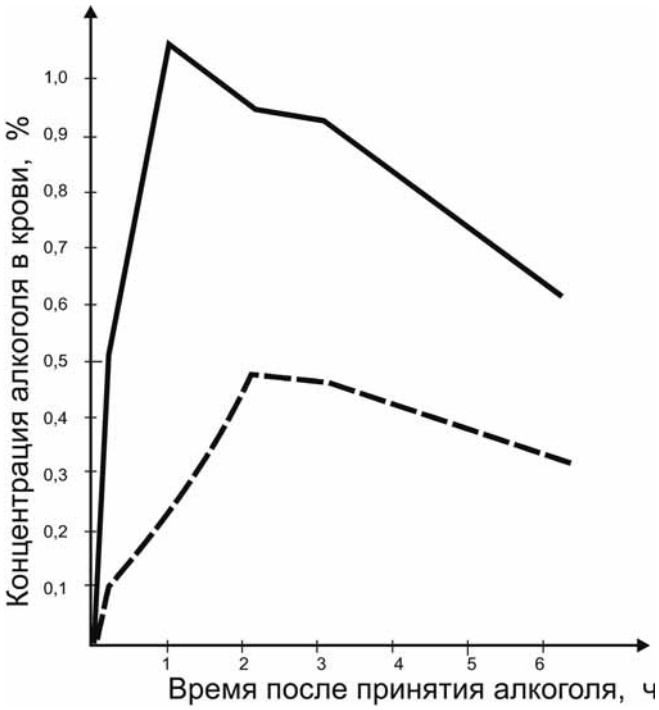

Рис. 3. Изменение концентрации алкоголя в крови после принятия 140—150 г 40 %-ной водки:

— — на пустой желудок; – – – – сразу после приема пищи

навливали транспортный поток и поголовно обследовали всех водителей (1,5—2 тыс. чел.). Так практическим путем определялся коэффициент — важный для оценки ситуации на данной дороге и для оценки работы по выявлению нетрезвых за рулем. Одновременно велись научно-исследовательские разработки по выявлению нетрезвых водителей по внешним параметрам движения автомобилей с помощью технических устройств и ЭВМ.

Обратимся к статистике. Итак, в целом по России в 2011 г. произошло 199 598 ДТП, в которых погибло 27 849 и ранено 251 546 чел., в том числе по вине водителей произошло 170 545 ДТП. 12 199 ДТП совершено по вине нетрезвых водителей. Еще 2806 водителей, виновников ДТП, отказались от прохождения медосвидетельствования на состояние опьянения.

Таким образом, общее число нетрезвых виновно как минимум в 15 005 ДТП.

Процент ДТП, совершаемых по вине нетрезвых водителей, обозначаемый γ, равен 8,8.

Теперь можно определить, сколько нетрезвых водителей было в потоке, точнее, какая доля участников движения в целом по России была в нетрезвом состоянии. Ниже приводится формула:

$$\beta = \frac{\gamma}{\alpha + \frac{(\gamma - \alpha\gamma)}{100}},$$

где α — опасность нетрезвого состояния.

В нашем случае, со всеми сделанными допущениями в расчетах, β равна 1,2 %, т. е. каждый восьмидесятый водитель в потоке был нетрезв.

Если принять во внимание, что в 2011 г. в России было зарегистрировано 45 317 000 транспортных средств и из них ежедневно в движении, положим, участвовала только треть (15 000 000 ед.), то легко рассчитать, сколько нетрезвых водителей ежедневно участвовало в движении. А это 1,2 % от 15 млн транспортных средств, которыми в 180 000 рейсах ежедневно управляли нетрезвые водители.

Таким образом, в течение года они совершили 65 млн 700 тыс. поездок, а по отчетам ГИБДД за это же время было выявлено 578 412 нетрезвых водителей (служба ДПС ГИБДД выявила 423 498 нетрезвых водителей, 144 387 — не имеющих прав, еще 10 527 чел. передали управление автомобилем другим лицам).

Эффект работы ДПС ГИБДД в этом направлении достаточно низок. На протяжении 35 лет руководство этой службы признавало разработанную методику, но всячески сопротивлялось ее внедрению. А ведь за нее ратовали такие корифеи БДД, как профессор В. Н. Иванов (МАДИ и НИИАТ) и В. В Лукьянов (бывший начальник ГУ ГАИ МВД СССР).

К большому сожалению, за последние несколько десятилетий каких-либо новых возможностей выявлять нетрезвых за рулем у сотрудников ДПС ГИБДД не появилось и скорее всего разработки в этом направлении не велись, по крайней мере сообщений в СМИ на этот счет не было.

Выше уже говорилось о том, как в США при необходимости определяли число нетрезвых в потоке. И скорее всего, эти сведения были нужны для того, чтобы кардинально организовать работу дорожной полиции и сократить пьянство за рулем. Интересно сообщение на этот счет в реферативном журнале "Организация и безопасность движения" № 6 — 1979. В материале "Определение состояния алкогольного опьянения водителей по внешним параметрам движения автомобиля" было сообщено, что в шт. Вермонт (США) с июля по октябрь 1974 г. проведено исследование, заключавшееся в измерении скоростей движения и других параметров 1757 автомобилей на 42 участках местных дорог в темное время суток. Целью исследования является определение числа водителей за рулем в состоянии алкогольного опьянения. Приведены методика и результаты измерений и проверок водителей на содержание алкоголя. Рассматривались два участка дороги протяженностью по 3,2—4,8 км с наличием кривых в плане или с ограничением видимости. Использовали следующие технические средства измерений: радиолокационные измерители скорости с применением ЭВМ, включающей блок усиления сигналов и 4-канального самописца для регистрации данных на магнитную ленту ЭВМ, имеющую блок определения расстояния автомобиля от средств измерения и средств телеобработки информации. Из 1663 автомобилей, остановленных полицией, у 58 % водителей было обнаружено состояние алкогольного опьянения. Считается, что по таким внешним параметрам движения автомобиля, как отклонение от

траектории движения и превышение скорости трудно выявить наличие водителей транспортных средств, находящихся в состоянии алкогольного опьянения.

Каким мог быть эффект, если бы подобными техническими устройствами были оборудованы все транспортные узлы! Вот бы где можно было говорить о неотвратимости наказания. Я много раз уговаривал руководителей ГАИ найти способ перенять американский метод, просить МИД СССР сделать соответствующие запросы и т. д. Увы...

Вернемся к нашей статистике. В том же 2011 г. на территории Москвы было зарегистрировано 11 827 ДТП, в которых 772 чел. погибли и 13 610 были ранены. По вине водителей произошло 9840 ДТП, из них 234 ДТП по вине нетрезвых водителей (почти в 700 ДТП транспортное средство или не удалось установить, или водитель скрылся, в расчетах эти данные не учитывались).

Для Москвы $\alpha = 7{,}5$, а $\beta = 2{,}3$, т. е. почти в 4 раза ниже, чем по России. Кстати, этот показатель абсолютно по всем регионам России пошел резко вниз с ужесточением в 2004 году наказания за нетрезвую езду, в соответствии с которым пьяных перестали штрафовать, а лишали прав, без какой-либо альтернативы. И если в 2003 году для Москвы $\alpha = 7{,}7$, то в 2004 г. $\alpha = 4{,}6$; а в 2005 г. $\alpha = 2{,}6$. на это обстоятельство в цифрах мало кто обратил внимание, хотя за ними скрывается количественная оценка эффективности законодательства. О том, что принятая мера была правильной, свидетельствует устойчивость положительного эффекта. Так, за последние восемь лет количество нетрезвых водителей в потоке, о которых мы не имеем представления, сократилось в разы. Это по существу является ответом на заявления мнимых "беспрекословных авторитетов" отечественной юридической науки о том, что тяжесть наказания никоим образом не влияет на снижение преступлений. В нашем случае мы понимаем под словом преступление — управление транспортом в нетрезвом виде.

На данном конкретном примере показано, как страх наказания, а именно лишения водительских прав, влияет на поведение водителей. По существу дана количественная оценка страха перед наказанием.

Теперь по известной формуле рассчитаем уже для Москвы долю нетрезвых водителей в транспортном потоке: $\beta = 0{,}31$ (напомним, для России $\beta = 1{,}2$). Другими словами, в московском транспортном потоке каждый трехсотый водитель находится в нетрезвом виде. Если принять во внимание, что на учете в городе стоят 4 млн транспортных средств и еще 2 млн автомобилей прибывают из Московской и других областей, и вновь допустить, что из этой лавины только треть участвует в дорожном движении, легко рассчитать, сколько из них нетрезвые.

В нашем случае — 6500 водителей в городе ежедневно садятся за руль в нетрезвом состоянии. А в году, таким образом, по городу нетрезвые водители совершают ни много ни мало 2 млн 380 тысяч ездок. Московская же ДПС

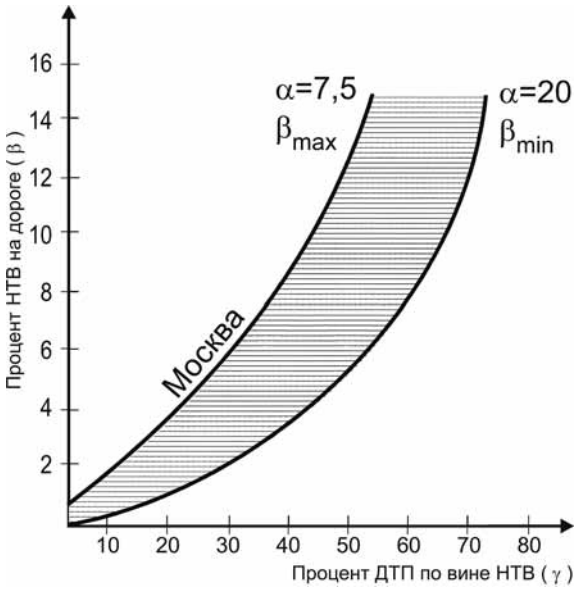

Рис. 4. Зависимость процента НТВ на дороге от процента ДТП по вине НТВ

ГИБДД за весь 2011 г. выявила лишь около 30 000 нетрезвых водителей. В среднем по 85 выявлений нетрезвых за сутки. О какой неотвратимости наказания можно говорить при такой ситуации? Ведь пьяный водитель, разъезжающий по Москве целый день, будет выявлен с вероятностью 1 раз за 65 дней. Если же нетрезвый водитель разъезжает по городу всего 1 раз в неделю, то вероятность его выявления произойдет через 455 дней, а если выпивать 1 раз в неделю и сидеть за рулем только час, то выявление грозит только через 10 лет.

По России ситуация еще более плачевная. Зная долю нетрезвых водителей в транспортном потоке и обладая информацией об интенсивности движения по той или иной магистрали, легко рассчитать, сколько нетрезвых движется по каждой из них. Это легко может сделать практически любой житель города, для этого ему достаточно знать коэффициент γ и интенсивность движения, которая легко подсчитывается. Так, например, в районе института Склифосовского по Садовому кольцу в течение суток проезжает более 500 нетрезвых водителей. На Ленинградском проспекте в районе метро "Аэропорт" — 400, на Сущевском валу в районе Марьинского универмага — 300 и т. д.

Для удобства использования на рис. 4 приведена зависимость процента нетрезвых водителей на дороге от процента ДТП, совершенных по их вине.

Внедрение представленной методики в практическую деятельность ГИБДД по всей России позволит обозначить четкие критерии деятельности ДПС ГИБДД по выявлению нетрезвых водителей на автомобильных дорогах.

ABSTRACTS OF ARTICLES

2 ***Malanichev V. V.*** Increasing of the maximum speed of floating tracked vehicles with tracked water drive engines due to improvement of the controllability
In the article there are the technical proposals to enhance optimum speed of floating vehicles with tracked water engines due to improvement of the controllability.
Keywords: floating tracked vehicle, tracked water drive engine, wave suppression partition, front hydrodynamic cover, propulsion, controllability, model tests, field tests

6 ***Grekhov L., Ivaschenko N., Krokhotin Yu., Markov V.*** About the solution of Certain Problems on the Way to Improving the Gas-Diesel Cycle
Gas diesel fuel systems are considered. Designs of injectors improving the stability and increasing the pressure of the sparking doses injection are proposed.
Keywords: gas diesel, fuel system, electro hydraulic injector, stop

11 ***Gorbunov A., Kochetkov A., Yankovsky L.*** Assessment of influence of conditions of winter operation on condition of storage battery of vehicle
The paper deals with the problem of winter vehicles exploitation. The analysis of reasons for vehicles battery discharge in winter is performed. A brief overview of the tools developed to reduce the load on the battery at low temperatures. The stated a question of the expediency of their use in cars of a small class.
Keywords: energy balance, battery, capacitive energy storage, energy supply system, means to facilitate engine start

17 ***Gusev G.*** Analysis of work of the frictional couplings abnormally — saving the CAZ car 27057 ACM-41
In article work of frictional coupling abnormally — the ASM saving cars — 41, being on arms of Emercom of Russia is analyzed, the reasons of its low reliability are defined, the way of diagnosing of work of frictional coupling at the power brake stand, and the parameters applied as diagnostic in the automobile center "Baltic state academy of fishery fleet" of "KGTU" FGBOU VPO is offered. Recommendations about increase in service life of frictional coupling in operation are made.
Keywords: friction clutch, clutch runner, heating temperature, the safety coefficient of torque, brake Diagnostics, power settings, increase diagnostic work

21 ***Vlasov Yu.*** The organization and method of diagnostic check of dump trucks the BelAZ on parameters of working lubricant oil.
The control service structure on management of reliability of units of dump trucks the BelAZ on parameters of working oil is presented. The resonant method of an oscillatory contour allows developing universal devices of express diagnostics. Portable diagnostic devices carry out preliminary control. Opportunity to correct work of control service of mechanisms of cars on parameters of working lubricant oil is shown in article.
Keywords: dump trucks, diagnostics, working lubricant oil, units of cars

26 ***Avuza A.*** Regulatory system and specific features of certification of drivers workplaces.
The article set out the recommendations to arrange (to adjust) the operating guidelines for the conduct of workplace certification on working conditions of automobile transport drivers in accordance with the new regulatory documents contain requirements on occupational safety and health.
Keywords: certification of workplaces, stages of certification, instrumental evaluation, expert evaluation, evaluation of the severity and intensity of the working process, results evaluation

31 ***Gorobtsov A. S., Novilov V. V., Dyakov A. S., Getmansky V. V., Kanygina E. A., Makarov A. A.*** Hydraulic shock absorbers intense heating research
The paper presents an experimental and theoretical study of the heating intensity hydraulic shock absorbers.
Keywords: hydraulic shock absorber, heating, suspension

33 ***Yakovlev P. V.*** Testing a new experience transfer case and assess its loading
The proposed new transfer case allows you to shift gears while driving. To study the dynamic loads in her proposed stand and described the conditions and methods of the experiment. Shows the setting of the transfer case to the car and described the conditions of the road test. The technique analyzes the processes of dynamic loading of transmission and reception of the statistical characteristics of the experimental torque for the comparative assessment of durability of the transmission elements.
Keywords: transfer case, transmission, experiment, stand characteristics of loading

39 ***Kapotilov V.*** The analysis QF some versions of the vehicle traction
From the standpoint of theoretical mechanics it is shown that the longitudinal (tangential) reaction of support surface is not a traction force of the driving wheel or any wheeler. The analysis of different versions of traction force, associated with the interaction of the driving wheel with the engine and the frame of the vehicle, is given. It is observed that the understanding of the link-formation mechanism of the wheel is an actual scientific problem and has not yet received its scientific solution.
Keywords: wheeler, vehicle, driving wheel, rolling wheel, traction force, support surface, longitudinal response of the road

44 ***Koshkin E. A.*** A method against lawbreakers
The autour suggests a new method of finding out and estimating the quantity of drunk drivers in a stream of traffic, which allows to judge the work of the road police and to reduce the number of accidents caused by intoxicated drivers.
Keywords: alcohol test, road accidents, statistics of accidents, technical means of controlling traffic

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 11.11.2013. Подписано в печать 23.12.2013. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4