av1115.fm Page 1 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 11 • ноябрь • 2015

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.331

НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ В ГАРАНТИЙНЫЙ ПЕРИОД ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Канд. техн. наук **И.В. ДЕНИСОВ**, **А.А. СМИРНОВ**
Владимирский ГУ имени Александра Григорьевича
и Николая Григорьевича Столетовых

Представлены результаты исследования эксплуатационной надежности автомобилей в гарантийный период их эксплуатации.

Ключевые слова: *надежность, автомобиль, гарантийный период, неисправность.*

Denisov I.V., Smirnov A.A.
THE RELIABILITY OF THE CARS IN THE WARRANTY PERIOD OF ITS EXPLOITATION

The results of a study of operational reliability of cars in the warranty period of its exploitation are presented.

Keywords: *reliability, the car, the warranty period, the fault.*

В условиях непрерывной автомобилизации общества и ужесточающейся конкуренции между автопроизводителями особую значимость приобретают инструменты, позволяющие победить в конкурентной борьбе. И главный из таких инструментов — качество продукции на всех этапах её жизненного цикла. Но с точки зрения технической эксплуатации автомобиля, как науки, качество — это совокупность множества свойств транспортной машины. Поэтому изготовители автомобилей стараются их ранжировать — ставить на первое место те из них, которые наиболее важны и для потребителя, и для производителя.

Такие "пирамиды качества" строит каждое предприятие, корпорация, страна. И если к ним присмотреться, становится очевидным: во всех случаях на первом месте стоит надёжность автомобиля. Почему — понятно: если автомобили, выпускаемые предприятием, обладают высокой надёжностью, то у производителя затраты на выполнение гарантийных обязательств минимальны, а потребитель экономит деньги в период послегарантийной эксплуатации.

Казалось бы, это настолько очевидно, что все проблемы, связанные с надежностью автомобильной техники, её производители должны не только осмысливать, но и решать. Тем более что научных публикаций на эту тему много. Например, анализу надёжности системы электрооборудования легковых автомобилей ВАЗ посвящены труды А.В. Крапивина, а исследованию надёжности автомобилей КамАЗ — работы С.Г. Павлишина и т.д.

Однако практика свидетельствует: число отказов и неисправностей АТС в гарантийный период их эксплуатации уменьшается медленно. И причин тому много. Но авторы считают необходимым остановиться на такой наименее изученной специалистами, как недостаточность информации, получаемой заводами-изготовителями.

Всё дело в том, что сбором и обработкой такой информации занимаются фирменные предприятия сервиса (дилеры), у которых на это, как правило, нет ни сил, ни средств, ни желания. Поэтому производитель, получая от них "урезанную" информацию по эксплуатационной надежности своих автомобилей, не имеет возможности для точного и своевременного корректирования нормативов ТО и ремонта с целью управления техническим состоянием транспортных средств. Хотя совершенно очевидно: информация, представленная в заказ-нарядах СТОА, будучи достаточно полной и достоверной, представляет собой статистические данные, анализируя которые, можно выявить все элементы автомобиля, лимитирующие его надежность, установить причины их отказов, количественно оценить показатели надежности, а также разработать меры по их устранению.

Чтобы найти возможности и способы исправления сложившейся ситуации, авторы провели специальные исследования, объектом которых стали автомобили ВАЗ, эксплуатация которых осуществлялась в гарантийный период. Этот выбор не случаен. Во-первых, заводу принадлежит 25 % российского рынка легковых автомобилей; во-вторых, на рынке подержанных АТС основная доля (~80 %) приходится именно на продукцию ОАО "АвтоВАЗ", в том числе со сроком эксплуатации 10 лет и более; в-третьих, ВАЗ является

Таблица 1

Автомобили									
"Приора"		"Калина"		"Жигули"		"Нива"		"Самара"	
Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке
Не работает электростеклоподъемник	388	Не работает электростеклоподъемник	372	Течь сальника редуктора заднего моста	637	Течь сальника редуктора заднего моста	142	Течь масла через сальник механизма выбора передач	186
Течь масла через сальник механизма выбора передач	255	Дефект звукового сигнала	312	Течь редуктора привода спидометра	239	Шум электродвигателя отопителя	115	Негерметичность расширительного бачка	147
Не работает индивидуальная катушка зажигания	246	Дефект датчика скорости	164	Шум электродвигателя отопителя	231	Течь в сальник первичного вала коробки передач	99	Отслоение лакокрасочного покрытия обтекателя порога	110
Дефект наружного зеркала	198	Течь масла через сальник механизма выбора передач	155	Скрип шарового пальца передней подвески	180	Не работает электродвигатель стеклоочистителя	76	Дефект датчика скорости	106
Не работает регулятор холостого хода	125	Износ фрикционной накладки ведомого диска	117	Течь в сальник первичного вала коробки передач	177	Шум, стук раздаточной коробки	72	Негерметичность вакуумного усилителя	102
Дефект плафона освещения салона	122	Не работает термостат	114	Не работает электродвигатель стеклоочистителя	152	Не работает датчик уровня топлива	72	Не работает датчик уровня охлаждающей жидкости	100
Дефект датчика скорости	119	Дефект накладки крышки багажника	107	Шум, стук редуктора заднего моста	147	Течь сальника ведущей шестерни переднего моста	69	Течь в сальник первичного вала коробки передач	74
Попадание масла в свечные колодцы	117	Не работает пульт дистанционного управления	105	Коррозия накладки заднего бампера	124	Течь сальника вала привода заднего моста раздаточной коробки	34	Слабый контакт в колодке жгута проводов	71
Дефект электровентилятора отопителя	110	Не работает регулятор холостого хода	105	Течь сальника правой полуоси	109	Деформация обивки потолка	29	Не работает регулятор холостого хода	68
Дефект натяжного ролика	105	Не работает индивидуальная катушка зажигания	97	Отслоение покрытия решетки радиатора	87	Течь сальника ведущего вала раздаточной коробки	29	Дефект крана отопителя	56

Таблица 2

Система АТС	Автомобили									
	"Приора"		"Калина"		"Жигули"		"Нива"		"Самара"	
	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке
ДВС	Не работает индивидуальная катушка зажигания	246	Течь в сальник распределительного вала восьмиклапанного двигателя	70	Течь в сальник коленчатого вала	140	Износ направляющей втулки выпускного клапана	3	Дефект датчика фаз газораспределения	53
	Не работает регулятор холостого хода	125	Не работает регулятор холостого хода	105	Не работает четырехвыводная катушка зажигания	45	Износ рычага клапана	3	Не работает датчик уровня охлаждающей жидкости	100
	Попадание масла в свечные колодцы	117	Попадание масла в свечные колодцы	50	Не работает регулятор холостого хода	19	Не работает гидравлическая опора рычага клапана	1	Не работает регулятор холостого хода	68

Окончание табл. 2

Система АТС	Автомобили									
	"Приора"		"Калина"		"Жигули"		"Нива"		"Самара"	
	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке	Отказ	Число отказов в выборке
Трансмиссия	Дефект датчика скорости	119	Дефект датчика скорости	164	Занижен ход нажимного диска	68	Течь в сальник первичного вала коробки передач	99	Занижен ход нажимного диска	18
	Шум в коробке передач	29	Износ фрикционной накладки ведомого диска	117	Течь в сальник первичного вала коробки передач	177	Течь сальника вала привода заднего моста раздаточной коробки	34	Течь масла через сальник механизма выбора передач	186
	Течь масла через сальник механизма выбора передач	255	Течь масла через сальник механизма выбора передач	155	Шум в коробке передач	68	Шум, стук раздаточной коробки	72	Дефект датчика скорости	106
Ходовая часть	Стук/щелчки в передней подвеске при движении	46	Течь через сальник полуоси	72	Течь сальника полуоси	153	Течь сальника редуктора заднего моста	142	Шум, стук левого привода передних колес	34
	Течь через сальник полуоси	106	Вибрация автомобиля при трогании с места	29	Шум, стук редуктора заднего моста	147	Течь сальника ведущей шестерни переднего моста	69	Течь через сальник полуоси	62
	Течь амортизаторов задней подвески	36	Шум/стук привода передних колес	34	Течь сальника редуктора заднего моста	631	Течь через сальник полуоси	49	Течь амортизаторов задней подвески	34
Электрооборудование	Не работает электростеклоподъемник	388	Дефект звукового сигнала	312	Не работает электродвигатель стеклоочистителя	152	Шум электродвигателя отопителя	115	Не работает датчик уровня охлаждающей жидкости	100
	Дефект плафона освещения салона	122	Не работает электростеклоподъемник	372	Шум электродвигателя отопителя	231	Не работает электродвигатель стеклоочистителя	76	Слабый контакт в колодке жгута проводов	71
	Дефект электровентилятора отопителя	110	Обрыв цепи добавочного резистора	93	Дефект звукового сигнала	81	Не работает датчик уровня топлива	72	Не работает электростеклоподъемник	46
Рулевое управление	Не работает электроусилитель рулевого управления	54	Стук карданного вала рулевого управления	38	Износ подшипника вала рулевого управления	22	Негерметичность рулевого механизма с гидроусилителем	11	Дефект кожуха рулевой колонки	18
	Стук карданного вала рулевого управления	9	Не работает электроусилитель рулевого управления	26	Люфт рулевого механизма	45	Износ подшипника вала рулевого управления	4	Не выдержан зазор в паре упор-рейка	19
	Шум насоса гидроусилителя	3	Не выдержан размер левого поворотного кулака	19	Люфт в шарнирах средней рулевой тяги	7	Стук в корпусе подшипника рулевого вала	1	Не выдержан размер левого поворотного кулака	3
Тормозная система	Вибрация при торможении	23	Негерметичность/перепускает ГТЦ	54	Вибрация при торможении	4	Негерметичность/перепускает ГТЦ	7	Расслоение переднего тормозного шланга	8
	Течь суппортов	3	Вибрация при торможении	11	Вибрация/эллипсность тормозного барабана	2	Течь в уплотнительное кольцо ГТЦ	4	Не отрегулирован регулятор давления тормозов	11
	Течь в уплотнитель заднего колесного цилиндра	23	Вибрация/эллипсность тормозного барабана	7	Не отрегулирован регулятор давления тормозов	8	Вибрация/эллипсность тормозного барабана	2	Негерметичность вакуумного усилителя	102

av1115.fm Page 4 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

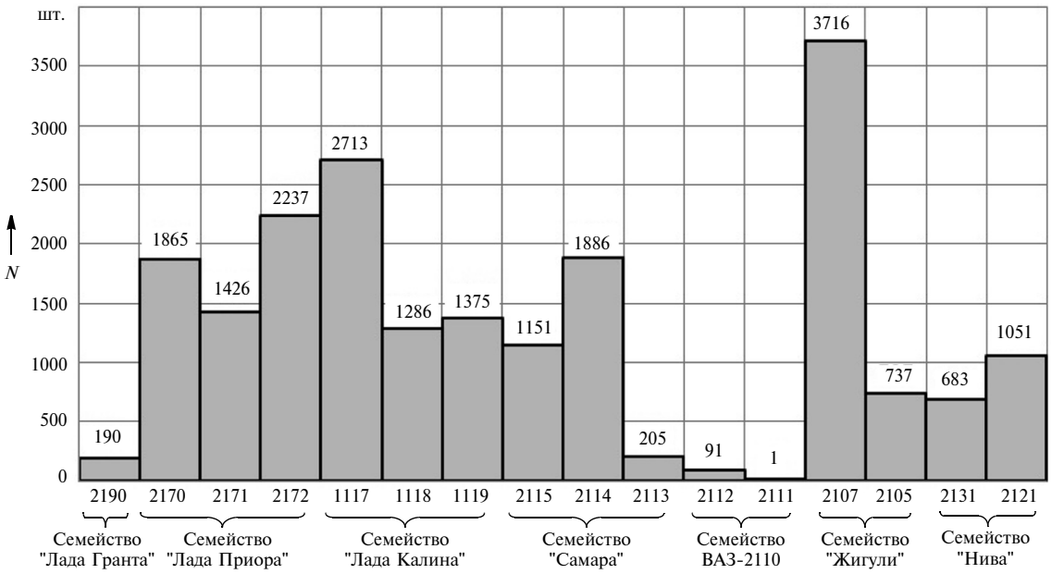


Рис. 1. Распределение отказов по моделям автомобилей: N — количество неисправностей

национальным производителем, и практически все комплектующие для его продукции производятся на территории страны.

Первым этапом исследования стал сбор первичной информации, в качестве которой были выбраны: VIN-номер АТС, дата продажи автомобиля, пробег до наступления отказа, наименование дефекта и затраты на запасные части за период 01.11.2011—30.04.2013 г. на территории Владимирской области. В итоге оказалось, что официальные дилеры, работающие на этой территории, за указанный период приняли 20 613 рекламационных актов, т.е. выборка получилась достаточно объёмной. Распределялась она следующим образом: автомобили "Приора" — 5528 неисправностей, "Лада Калина" — 5372, ВАЗ-2105, ВАЗ-2107 — 4453, ВАЗ-2121 "Нива" — 1734, ВАЗ-2113, ВАЗ-2114, ВАЗ-2115 — 3242. Его результаты иллюстрирует рис. 1, из которого видно, что лидерами по числу отказов в гарантийный период являются автомобили марки "Лада Приора" и "Лада Калина", а среди "классических" моделей — ВАЗ-2107, ВАЗ-2105: у них за рассматриваемый период произошло до пяти неполадок. Причём неполадок самых разных, о чём свидетельствует стоимость заменённых деталей: она

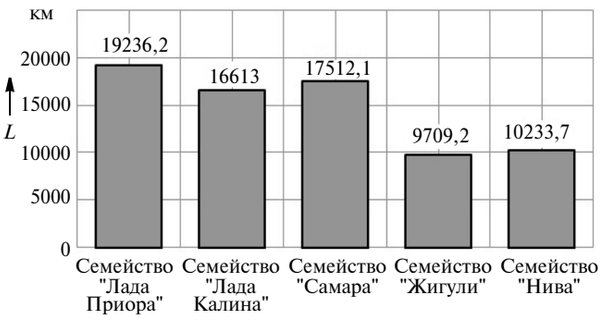


Рис. 2. Средние наработки на отказ L автомобилей "ВАЗ"

варьируется от 54 до 39 058 руб. Что же касается среднего пробега до отказа, то здесь картина более ровная (рис. 2): у большинства моделей пробег до первого отказа не превышает 3000 км, т.е. неполадки обнаруживаются при выполнении ТО-1. Это означает: главная их причина связана с производством и конструкцией АТС, а не с условиями или качеством эксплуатации: условия — обычные для средней полосы России (дороги I...IV категорий, климат — умеренный), а владельцы автомобилей инструкцией завода-изготовителя в гарантийный период не пренебрегают. Да и интенсивность эксплуатации — явно не чрезмерная (16 700 км в год).

Наиболее часто встречаемые неисправности и отказы различных моделей автомобилей приведены в табл. 1. Из неё следует, что на автомобилях семейства "Лада Калина" и "Лада Приора" преобладают дефекты системы электрооборудования; эксплуатационная надежность классических и полноприводных автомобилей ВАЗ лимитирована отказами агрегатов трансмиссии; у автомобилей "Самара" наблюдаются массовые дефекты органов управления и приборов электрооборудования.

Интересна и табл. 2, в которой массовые дефекты сгруппированы по системам автомобилей. Приведённая в ней информация позволяет, во-первых, СТОА при проведении плановых ТО контролировать ненадёжные элементы конструкции автомобиля, не допуская их отказа в межсервисный интервал, а во-вторых, даёт специалистам ОАО "АвтоВАЗ" возможность разрабатывать меры, исключающие саму вероятность появления этих дефектов.

Таким образом, исследования, проведенные авторами статьи, себя оправдали: позволили установить наименее надежные элементы конструкции различных моделей автомобилей, а также те элементы, у которых наработка на отказ незначительно больше межсервисного интервала, т.е. элементы, не контролировать состояние которых при ТО недопустимо.

av1115.fm Page 5 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

АСМ-факты

Музей истории Горьковского автозавода отмечает 50-летие. Хранитель традиций предприятия, ведущего свою историю с 1932 г., музей обладает уникальными документальным и вещевым фондами, включающими архивы работников завода. Его фонды насчитывают более 40 тыс. ед. хранения. Ежегодно экспозицию посещают более 20 тыс. человек. В настоящее время площадь зала, где размещена коллекция раритетных автомобилей ГАЗ, составляет почти 1 700 м^2.

Впервые идея создания музея возникла еще в 1932 г., вскоре после пуска Горьковского автозавода. По ряду причин реализовать ее тогда не удалось, но сбор материалов и документов велся уже тогда. В архиве накапливался интересный фактический материал о строительстве и строителях ГАЗа, о боевых и трудовых подвигах автозаводцев во время Великой Отечественной войны и послевоенные годы. Осенью 1964 г. генеральным директором автозавода И.И. Киселевым подписан приказ о создании Музея истории и трудовой славы предприятия.

У истоков организации музея стояли ветераны завода К.Н. Шаганова, Ф.И. Клибанова, Б.В. Жуков, В.А. Лапшин, Н.Н. Добровольский и многие другие. Они стали основной движущей силой создания и развития музея: в течение года вели поиск материалов, музейных предметов, документов и фотографий. Первая экспозиция музея расположилась в помещении Дворца культуры автозавода и занимала площадь в 350 м^2. Одним из первых председателей Совета музея был заместитель технического директора завода — А.Ф. Федосцев.

В декабре 1981 г. музей переехал в помещение Учебного центра ГАЗа, его новая экспозиция была открыта в канун 50-летия Горьковского автозавода. В январе 1984 г. был создан новый зал музея, где разместилась экспозиция "Автомобили и их создатели".

Сегодня Музей истории ГАЗа — своеобразная школа, где сконцентрирован опыт и знания автомобилестроителей. Это и неотъемлемая часть корпоративной культуры Горьковского автозавода. Здесь ведется большая работа по изучению и популяризации истории ГАЗа и всей отечественной автомобильной промышленности, проводятся экскурсии, организуются научно-просветительские мероприятия, способствующие профессиональной ориентации молодежи.

Музей истории ГАЗа известен не только в России, но и за рубежом. В 1996 г. он вошел в каталог автомобильных музеев Европы, в 1999 г. — принимал участие в 6-м Всемирном форуме автомобильных музеев в Штутгарте (Германия).

Совместно с "Группой ГАЗ" и компанией "Базовый Элемент" в 2013 г. музей реализовал проект "Герои своего времени": выставка работала в московском ГУМе, и за месяц работы ее гостями стали более миллиона человек. Одним из ключевых проектов музея в 2015 г. стала выставка детского творчества "Горьковский автозавод в годы Великой Отечественной войны 1941—1945 гг." На ней было представлено более 300 рисунков, поделок, макетов, аппликаций, выполненных руками детей автозаводцев.

Музей истории ОАО "ГАЗ" — достопримечательность не только автозавода, но и всей Нижегородской области. Ежегодно музей посещают гости из Франции, Великобритании, Германии, Австрии, Дании, Индии, Японии, Южной Кореи, Кубы и других стран мира.

* * *

Автомобили "ГАЗель Нэкст" стали победителями чемпионата России по ралли-рейдам, заняв первое и второе места на VI этапе чемпионата России 2015 года — бахе "Великая степь — Дон" (800 км в сложнейших условиях степей и песков Волгоградской области) — в категории "Рейд спорт".

Завершив спортивный сезон 2015 г. победным дублем, экипажи Александра Кострукова/Евгения Павлова и Михаила Кострукова/Олега Нежнова обеспечили себе золотые и серебряные награды чемпионата России. Экипаж Болеслава Левицкого/Александра Обухова стал бронзовым призером VI этапа, что позволило ему занять второе место в чемпионате в зачете грузовых автомобилей.

Один из участков представлял собой накатанную "грунтовку", на которой пилоту нужно было развить максимальную скорость, а штурману — не заблудиться в лабиринте степных дорог. Экипажи "выкладывались по полной", и часто даже испытанная гоночная техника не могла выдержать такой нагрузки. Другой этап проходил через знаменитые Арчединско-Донские пески. Неприятные сюрпризы для гонщиков здесь представляли участки зыбучих песков, внезапно возникавшие среди утрамбованного песчаника. На огромной скорости заметить их было очень сложно, а вытащить застрявший гоночный автомобиль — практически невозможно. Опытные спортсмены считают, что по своей сложности волгоградская трасса превосходит бездорожье не только любимых российскими гонщиками Калмыкии и Астраханской области, но и гоночные трассы Африки и Южной Америки.

Победители этапа в категории "Рейд спорт", экипажи Александра Кострукова/Евгения Павлова и Михаила Кострукова/Олега Нежнова, вновь показали отличную скорость и высокую стабильность результатов. Их "ГАЗели Нэкст" уверенно лидировали на протяжении всей гонки и финишировали на первом и втором местах, как и на предыдущем этапе в Ульяновской области.

Экипаж Болеслава Левицкого/Александра Обухова на новом "ГАЗоне Нэкст" занял в Волгограде третье место в зачете грузовых автомобилей, что позволило нижегородским спортсменам выйти на второе место по итогам всего чемпионата. Это будет первая серебряная награда газовских среднетоннажников в истории российских ралли-рейдов.

Победа автомобилей ГАЗ была достигнута, несмотря на небольшой процент специальных и несерийных деталей и агрегатов в гоночной технике команды. Одним из главных принципов при подготовке машин остается максимальное использование серийных деталей: от рамы и торпеды до мостов и двигателей. Серийные двигатели ЯМЗ-534, установленные на "ГАЗонах Нэкст", и двигатели "Камминз" ISF 2.8, которые стоят на "ГАЗелях Нэкст", прошли шесть тяжелейших этапов чемпионата России по ралли-рейдам без единой поломки. Прекрасно себя показали продукты партнеров команды: масла "Тоталь", шины "Гудрич" и "Мишлен", системы блокировки межколесных дифференциалов "Итон".

Как и на других гонках сезона сопровождение команды обеспечивали серийные автомобили "Соболь 4×4". Благодаря своим отличным внедорожным качествам они позволили журналистам и зрителям попасть к самым труднопроходимым участкам спортивной трассы.

Рис. 1

Рис. 2

Рис. 3

av1115.fm Page 6 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 625.46

СОВРЕМЕННЫЙ ГОРОД: АВТОБУС, ТРОЛЛЕЙБУС ИЛИ ТРАМВАЙ?

В.П. ХОРТОВ, д-р физ.-мат. наук **А.А. СКВОРЦОВ**
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23 д.1574)

Рассмотрены возможности и преимущества применения комбинированных силовых установок на городском рельсовом транспорте.

Ключевые слова: *трамвай, электродвигатель, накопитель энергии, двигатель внутреннего сгорания, комбинированные силовые установки.*

Khortov V.P., Skvortsov A.A.
MODERN CITY: BUS, TROLLEYBUS OR TRAM?

Profitability and advantages of possibility of use of the combined power plants on city rail transport are considered.

Keywords: *the tram, the electric motor, the energy store, internal combustion engine, the combined power plants.*

Автомобиль, как известно, — очень неэкономичное транспортное средство. Это хорошо видно из сравнения расходов топлива различными транспортными средствами, затрачиваемых ими на перемещение 1 т груза на расстояние 1 км: транспорту, работающему на реактивной тяге, для этого нужно 3 кг топлива, самолёту — 1 кг, транспорту на резиновых шинах (автомобиль, автобус и т.д.) — 0,2 кг, рельсовому транспорту — 0,01 кг и водному транспорту — 0,001 кг. То есть если взять городской наземный транспорт, то самым выгодным с этой точки зрения оказывается трамвай: он в 20 раз экономичнее автобуса и автомобиля. Что вполне объяснимо: коэффициент трения качения стального колеса по рельсу равен 0,001, а аналогичный коэффициент для шины, катящейся даже по асфальту в хорошем состоянии, — 0,018...0,020 [1].

Наши предшественники это хорошо знали и использовали. Например, ещё в 1860 г. в России появились конки — пассажирские вагоны на конной тяге, поставленные на рельсы. Такая конка с помощью пары лошадей перевозила до 40 пассажиров. А спустя год, т.е. в 1861 г., в Англии стали применять конки двухэтажные. Причём второй этаж был открытым, что снижало массу вагона и стоимость проезда [2].

Но пассажиры не хотели мириться с главным недостатком конной тяги — тихоходностью. Поэтому производитель рельсового транспорта попытались установить на нём паровой двигатель, применявшийся на железной дороге, а также на морских и речных судах. В частности, такую попытку сделали в Киеве — установили паровую машину в вагоне конки. Однако высокий уровень шума машины, искры и дым не понравились жителям города.

Затем в 1876 г. французский инженер Л. Мекарский предложил оснастить такой вагон пневматическим двигателем. Но запас хода этого транспортного средства при доступном тогда давлении в баллонах, равном 3 МПа (30 кгс/см^2), не превысил 6 кг. Кроме того, требовало строительства в городах множества компрессорных станций. Поэтому и от этой идеи пришлось отказаться.

Наконец, в 1881 г. фирма "Сименс" построила электрический трамвай. Правда, колея, по которой он перемещался, была трёхрельсовой: третий рельс играл ту же роль, что сейчас играет контактный провод, т.е. по нему подводился электроток к тяговому электродвигателю трамвая. Поэтому в сырую погоду работа системы сопровождалась частыми кроткими замыканиями и большими утечками тока. Но этот недостаток в 1888 г. устранил американец Спрэг, заменив рельс проводом, подвешенным на мачтах, и установив токосъемник на крыше вагона.

Казалось бы, проблема городского транспорта решена раз и навсегда. Однако опыт создания и эксплуатации даже такой усовершенствованной системы Спрэга показали: она, во-первых, дорогая (ей необходима электрическая контактная сеть с множеством опор, подвесок, растяжек и питающих подстанций); во-вторых, не в лучшую сторону влияет на архитектурный облик городов. Например, великий французский архитектор Ле Карбюзье в 1935 г. сказал: " Трамвай в современном городе будет лишён права гражданства".

Заметили недостатки обычного трамвая и специалисты-дорожники. Так, ещё в 1899 г. в Москве и Петербурге появились пробные вагоны, тяговые двигатели которых работали на аккумуляторных батареях. Но масса этих батарей достигала 5 т, а пробег без их подзарядки составлял 5...6 км, поэтому эксперименты были прекращены.

На трамвае пробовали применять и двигатель внутреннего сгорания, приводящий во вращение электрогенератор питания тягового двигателя. Такой трамвай курсировал с 1912 по 1914 г. в Екатеринодаре (ныне Краснодар). Но он уступал обычному трамваю по всем показателям. Пробовали устанавливать ДВС с силовой передачей, подобной автомобильной: в Таллинне трамвай с такой силовой установкой прослужил почти 30 лет — с 1921 до 1950 г.

Но все перечисленные попытки себя не оправдали. Поэтому доработанная система Спрэга, несмотря на её недостатки, поиски новых технических решений, триумфально шествовала по городам мира. Так, в 1914 г. в 35 российских городах уже существовало трамвайное движение, в том числе в Москве насчитывалось 1000 трамвайных вагонов и шесть трамвайных парков, а к 1935 г. их число превысило 2500. При этом протяжённость трамвайных линий составила более 400 км, и трамваи перевозили 2,6 млн пассажиров в день, т.е. 65 % её населения.

Но начиная с 1935 г. (с появлением метро), в Москве трамвайные линии стали убирать, а трамвайный

парк — постепенно уменьшаться (в настоящее время он составляет всего 950 вагонов, что меньше, чем 1914 г.). Но метро — очень дорогой вид транспорта и окупается только тогда, когда число жителей в городе превышает 2 млн человек (таких городов в мире всего 100, т.е. 1 % общего их числа). Кроме того, строится метро долго. Поэтому возникла проблема: что же делать городам-недвухмиллионникам, где нет и не будет метро?

Те, кто занялся её решением, большие надежды возлагали на троллейбус. Однако эти ожидания не оправдались. Конечно, троллейбусу не нужны рельсы, но подвод тока к нему происходит по более сложной схеме, чем к трамваю (по двум проводам), что резко снижает его надежность. Да и расход электроэнергии у него в 20 раз больше, чем у трамвая. Кроме того, трамвай, по сравнению с другими видами транспорта (троллейбус, автобус), обладает и другими преимуществами: у него больше пассажировместимость, меньшие (в 20 раз) удельный расход энергии на перемещение пассажиров и грузов, чем у автобуса и троллейбуса, низкая себестоимость перевозок, на порядок меньшие, чем на сооружение метрополитена, капитальные затраты.

За рубежом, где насыщение городов автомобилями произошло гораздо раньше, чем у нас, власти поняли всю "прелесть" автомобилизации, поэтому трамвай, несмотря на его недостатки, переживает сейчас возрождение во многих странах (Венгрия, Германия, США, Швейцария, Чехия и др.). (Например, в Германии в 55 городах имеется трамваи и только в трёх — троллейбусы.)

В связи с этим возникает вопрос: так как альтернативы трамваю, в общем-то, нет, то нельзя ли устранить хотя бы такие "кричащие" его недостатки, как более высокая, чем для автобусов и троллейбусов, стоимость прокладки маршрутов и необходимость прокладки контактных сетей?

Если исходить из анализа характера движения названного пассажирского транспорта в городах, то ответ на этот вопрос должен быть положительным. Скажем, если взять тот же трамвай, то среднее расстояние между остановками составляет 500 м. Следовательно, его движение в основном состоит из разгонов и торможений: на разгон приходится ~41 % времени, на торможение — ~45 %, а на равномерное движение — ~14 %. Таким образом, подвод внешней энергии к трамваю нужен лишь на 55 м его пути.

Энергию, необходимую для преодоления этого пути, можно получить от её накопителя, который, в свою очередь, получает её не только от небольшого электрогенератора, приводимого небольшим ДВС, но и за счёт её рекуперации при торможении. Иначе говоря, контактную сеть можно заменить комбинированной силовой установкой.

Эта идея не нова. Специалисты в разное время делали попытки применить, как уже говорилось выше, в качестве накопителей и сжатый газ, и батареи химических аккумуляторов. Но дело не пошло, потому что эти накопители не могли запасти необходимое количество энергии. Сейчас же положение изменилось: в распоряжении конструктора есть электрический конденсатор, который идеально подходит для решения рассматриваемой задачи. Он прост в изготовлении и применении (нет вращающихся частей) и безопасен (нет сосудов под давлением). Но самое главное — конденсатор не имеет себе равных по удельной мощности и отдаваемой за единицу времени мощности. Например, удельная мощность теплового накопителя составляет 0,1 Вт/г, резинового — 0,8, химического аккумулятора — 0,8...1,5, сжатого газа и маховика — 10, индуктивности — 100, углеводородного топлива и энергонасыщенного материала — 10^3, электрического конденсатора — 10^5 Вт/г. То есть не уступает только ядерному (10^{12} Вт/г) и термоядерному (10^{13} Вт/г) топливам. Что же касается времени отдачи накопленной энергии, то оно составляет доли секунды. Именно поэтому специалисты МАМИ занялись в своё время разработкой принципиально нового вида трамвая — трамвая беспроводного, т.е. лишенного основного его недостатка — необходимости подведения тока к движущемуся вагону. При этом они исходили из того, что для равномерного движения по рельсам вагона массой 20 т со скоростью 60 км/ч требуется мощность не более 5 кВт, а с учётом преодоления дорожных подъёмов — 100...200 кВт. Отсюда был сделан приведённый выше вывод: трамваю нужна комбинированная силовая установка, состоящая из небольшого ДВС, приводящего во вращение электрогенератор, и тягового электродвигателя, а для пиковых нагрузок — емкостные накопители энергии, которые аккумулируют энергию движущегося трамвая при замедлении, торможении или движении "накатом" [3].

Расчёты подтвердили этот вывод.

Так, известно, что мощность N_Σ, затрачиваемую на преодоление участка пути трамваем, даёт формула № 1 (см. таблицу), а входящие в неё слагаемые — формулы № 2, 3 и 4. Очевидно, что при равномерном движении трамвая $N_J = 0$, т.е. формула № 1 принимает вид формулы № 5.

Далее. При замедлении движения трамвая и рекуперации его энергетической энергии может создаваться мощность N_R, которая соответствует формуле № 6. Интегрирование этой мощности по времени позволяет определить значение рекуперированной энергии A_R, полученное в фазе замедления за промежуток времени $\Delta\tau = t_1 - t_0$ (формула № 7).

Для определения времени работы ДВС и тягового электродвигателя трамвая при движении в цикле "разгон—равномерное движение—торможение", очевидно, требуется соблюдение баланса энергии в каждом из этих интервалов. То есть количество энергии, необходимое на разгон (A_a) и равномерное движение (A_{const}), должно быть не меньше количества энергии, рекуперированной в процессе замедления (A_R), отданной ДВС ($A_{ДВС}$) и дополнительной энергии (A_C). То есть должно выполняться условие, записанное в виде формулы № 8.

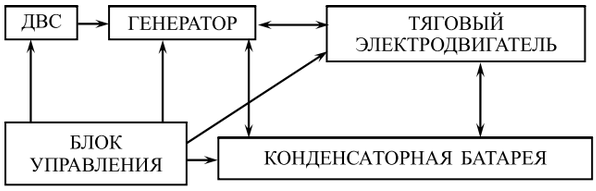
Расчеты подтвердили: вывод правильный. Мощность ДВС должна быть в 8,4 раза меньше общей мощности установленных на современном трамвае электродвигателей. Тогда масса емкостных накопителей составляет ~200 кг, т.е. их можно расположить где угодно, в том числе на крыше трамвая. Схема такой

силовой установки (см. рисунок) функционирует следующим образом.

ДВС небольшой мощности работает на постоянном (например, минимальной токсичности отработавших газов или минимального расхода топлива) режиме, вращая ротор электрогенератора, который питает тяговые электродвигатели трамвая. При этом излишки энергии, неизбежные при некоторых режимах его движения, а также энергия рекуперации при торможении и замедлении поступают в емкостный накопитель, а затем, по мере надобности, расходуются во время пиковых нагрузок (например, при разгонах и преодолении подъемов).

Работа этой схемы проверялась на модели, которая представляла собой вагонетку, имеющую в качестве привода электродвигатель постоянного тока мощ-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N_\Sigma = N_F + N_V + N_J$	N_F — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению; N_V — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха; N_J — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления сил инерции
2	$N_F = \frac{mg\mathrm{v_a} f_0}{3{,}6}(1 + 4 \cdot 10^{-5}\mathrm{v_a^2})$	m — полная масса трамвая; $\mathrm{v_a}$ — средняя скорость его движения; f_0 — коэффициент трения качения
3	$N_V = \frac{C_x \rho F \mathrm{v_a^2}}{2 \cdot 3{,}6^3}$	F — площадь лобового сопротивления трамвая; C_x — коэффициент сопротивления воздуха; ρ — его плотность
4	$N_J = \frac{mJ_\mathrm{a}\delta_j F \mathrm{v_a}}{3{,}6}$	J_a — момент инерции трамвая; δ_j — коэффициент его учёта
5	$N_\Sigma = N_F + N_V$	—
6	$N_R = N_J - (N_F + N_V)$	—
7	$A_R = \int_{t_0}^{t_1} N_R dt$	—
8	$A_a + A_\mathrm{const} = A_R + A_\mathrm{ДВС} + A_C$	—
9	$S = \frac{0{,}75 C U^2 \eta_1 \eta_2}{g f_0 (m_\mathrm{т} + m_\mathrm{г} + m_C)}$	C — ёмкость конденсатора; U — напряжение на его клеммах; η_1, η_2 — КПД тягового электродвигателя и механической передачи; $f_0 = 0,001$ — коэффициент сопротивления качению колёс трамвая; $m_\mathrm{т}$, $m_\mathrm{г}$, m_C масса трамвая, перевозимого им груза и батареи конденсаторов
10	$W = \frac{CU^2}{2}$	—



ностью 5 кВт. Первичным источником энергии служила серийная двигатель-генераторная установка мощностью 1 кВт, а накопителями энергии — обычные накопительные электролитические конденсаторы типа К50-17 (при напряжении 300 В) или сверхъёмкие молекулярные (при напряжении до 60 В).

Несмотря на небольшую, всего 1 кВт, мощность электрогенератора, модель (полная её масса при шести пассажирах — 1 т) через 5 с после начала движения развивала скорость 60 км/ч. И поскольку она оборудована системой рекуперации энергии, расход топлива ДВС составил всего 10...12 г/км.

Расчёты и эксперименты дают основания полностью реабилитировать городской трамвай — экономичный, дешёвый и экологически чистый транспорт. Нужно лишь одно: "отвязать" его от контактной сети, установив на нём комбинированную силовую установку.

Что это даст? Во-первых, освободятся улицы от подвесной контактной сети и питающих её электроподстанций, что благоприятно скажется как на внешнем облике городов, так и на себестоимости пассажироперевозок. Во-вторых, при замене автомобилей и автобусов такими трамваями ДВС небольшой мощности, работающие на постоянном режиме, резко снизят загрязнение атмосферы городов отработавшими газами. Тем более что их будет значительно меньше, чем автомобильных двигателей. В-третьих, отпадёт необходимость в использовании рельсов как токоносителей, что позволит не заботиться об электрических контактах между этими рельсами, экономить большое количество медного провода, идущего на перемычки между ними, и, что еще важнее, устранить коррозию металлических элементов городских коммуникаций из-за "блуждающих" токов. В-четвертых, перевод трамваев на КСУ не требует его существенной переделки: в нём достаточно установить двигатель-генераторную установку и батарею конденсаторов на то напряжение, на какое трамвай и был рассчитан. Значит, расходы на такой переход будут очень незначительными. В-пятых, трамвай не боится транспортных пробок, так как всегда имеет, в отличие от автобусов и троллейбусов, выделенную полосу движения. В-шестых, трамваи с КСУ, в отличие от обычных, можно пускать практически на любое расстояние. Скажем, использовать для обслуживания пригородов: строительство сведётся только к прокладке рельсового пути, что гораздо дешевле организации троллейбусных линий. Да и эксплуатация такого трамвая будет дешевле эксплуатации троллейбуса, а расходы энергии у них соотносятся, повторяем, как 1 : 20.

В настоящее время альтернативы предлагаемому принципу трамвайного транспортного средства нет. Но по мере расходования природных ресурсов (в част-

ности, нефти, дефицит которой, по мнению многих экспертов, начнет сказываться примерно с 2035 г.) ДВС трамвая можно убрать, заменив вырабатываемую им энергию энергией, получаемой от городской электросети [4].

Для этого кабели первичного контура укладываются между рельсами, а токосъемные катушки находятся под полом трамвая. Причём ЭДС в последнем наводится только в те моменты, когда трамвай находится над участком пути с кабелем.

Эта идея вполне реальна: опытный образец такого трамвая был продемонстрирован в 2003 г. транснациональной компанией "Бомбардьé Транспортейшн". И вот некоторые параметры такого транспортного средства: частота сети — 180 Гц, расстояние от токонесущего кабеля до индукционной приемной катушки — 2,5...5 см, потери энергии за счёт её передачи — 5...8 %.

Будущее, по мнению авторов, именно за таким трамваем, оснащённым накопителями электрической энергии: трамвайный конденсатор будет заряжаться индукционным методом на остановках, поскольку батарея конденсаторов способна очень быстро выполнять эту операцию и отдавать большую мощность тяговым электродвигателям. Тем более что прогнозы по удельным энергиям конденсаторов весьма перспективны. Так, уже разработаны конденсаторы с удельной энергией 10...12 Дж/см^3. То есть даже если не учитывать потери энергии при разгоне трамвая и её возврата при рекуперации, то расстояние *S*, которое он может пройти, оказывается довольно значительным. Например, при движении по горизонтальному участку *S* можно подсчитать по формуле № 9. Отсюда, очевидно, легко получить и формулу № 10 для определения ёмкости *C* батареи конденсаторов.

Расчеты по формулам № 9 и 10 показали, что при массе батареи конденсаторов, равной 1 т, трамвай способен преодолевать без подзаряда до 5 км. Так что те 500...600 м между остановками, которые приняты в настоящее время, для него не проблема. И даже для загородных маршрутов (например, планируемого маршрута "Москва — Балашиха").

Работа выполнена при поддержке проекта в рамках государственного задания вузам; код проекта 2637.

Литература

1. Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль. М.: Машиностроение. 1987. — 370 с.
2. Зинченко С.Н. Сто великих достижений транспорта М.: Вече. 2011. — 372 с.
3. Дубровин В.Ю. Комбинированные энергетические установки транспортных машин с рекуператорами. М.: НАМИ. 1991. 36 с.
4. Мани Л. Транспорт и энергетика будущего. М.: Мир. 1999. — 221 с.

УДК 621.43

КОНЦЕПЦИЯ ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ОСОБО КОМПАКТНОГО ГОРОДСКОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

А.М. ПЕЧЕНЕВ
Минский завод колесных тягачей (+375.44. 557-02-20)

Рассматривается концепция двигателя для особо компактного городского легкового автомобиля.

Ключевые слова: *трехцилиндровый рядный двигатель, серийный цилиндр, модернизированный цилиндр, встроенный редуктор, энергия давления.*

Pechenev A.M.
CONCEPTION OF ENGINE FOR ESPECIALLY COMPACT CITY CAR

Te conception of engine for especially compact city car is considered.

Keywords: *three-cylinder inline engine, serial cylinder, updated cylinder, built-in reduction gear, pressure energy.*

В статье Н.С. Соломатина, С.А. Зайцева и Е.У. Исаева "Концепция современного особо компактного городского легкового автомобиля" ("АП", 2007, № 1) поднята весьма злободневная тема. Хлынувший в страны СНГ поток подержанных легковых автомобилей зарубежного производства заполонил улицы, площади и парковки не только в столицах, но и в регионах. Приобретать дорогие внедорожники и огромные легковые автомобили подхлестывают питаемые из-за границы рекламные агентства и СМИ. В результате стало престижно ездить по городу на работу одному в многоместном полноприводном изрядно поношенном джипе. При этом резко возросли потребление топлива и цены на него, увеличиваются выбросы отработавших газов, простои в "пробках", время поисков свободной парковки и т.п. И решить все эти проблемы может только оснащённый экономичным, обладающим сравнительно небольшой мощностью особо компактный городской легковой автомобиль. И многие производители это поняли. Например, южнокорейская фирма "Дэу" выпускает небольшой легковой автомобиль "Матис", оснащённый трехцилиндровым ДВС. То есть пошла по пути уменьшения рабочего объёма двигателя.

Однако, по мнению автора, это лишь начало пути. И чтобы этот путь обеспечить, необходимо проработать не только концепцию городского автомобиля в целом, но и основных его компонентов. Потому что не бывает без его частей. И начать следует с "сердца" автомобиля — его двигателя.

ДВС имеет множество резервов по его совершенствованию, в том числе использование остаточной энергии отработавших газов и теплоты системы охлаждения. Ведь в конце такта "рабочий ход", т.е. в момент открытия выпускных клапанов, сохраняется избыточное давление и высокая температура отработавших газов. Это давление выталкивает горячие отработавшие газы в выпускную систему, что сопровождается "хлопками", нагревом элементов этой системы и созданием подпора, уменьшающего мощность и экономичность ДВС. Основная же часть тепловой энергии просто уходит в атмосферу. Кроме того, часть тепловой энергии, образующейся при сгорании топлива, отводится, во избежание перегрева двигателя, в ту же систему охлаждения и тоже уходит в окружающую среду. И такие потери достаточно велики. Они, по расчётам, эквивалентны 40 % мощности двигателя. Так что сокращение этих потерь — дело, которое заслуживает самого пристального внимания.

Возьмём *избыточное давление отработавших газов*. Как заставить его работать, покажем на примере трех-

av1115.fm Page 10 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

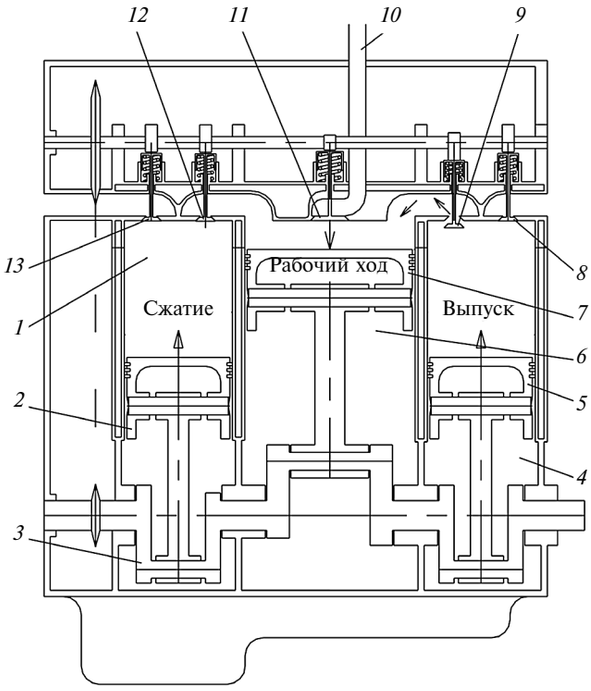


Рис. 1. Схема модернизированного трехцилиндрового рядного ДВС:
1, 4 — цилиндры серийного двигателя: *2, 5* — поршень серийного двигателя; *3* — шатунная шейка коленчатого вала; *6* — модернизированный цилиндр; *7* — модернизированный поршень; *8, 13* — впускной клапан серийного цилиндра; *9, 12* — выпускной клапан серийного цилиндра; *10* — система выпуска отработавших газов из модернизированного цилиндра; *11* — выпускной клапан модернизированного цилиндра

цилиндрового двигателя того же автомобиля "Матис". Для этого достаточно (рис. 1) два крайних его цилиндра, левый (*1*) и правый (*4*), оставить работать по обычной схеме четырехтактного двигателя со сдвигом фаз газораспределения по углу поворота коленчатого вала на 360°, а у среднего цилиндра *6* — увеличить рабочий объем и отключить его от системы воспламенения и топливоподачи, а выпускные полости крайних цилиндров — соединить напрямую. При этом нужно, чтобы шатунные шейки всех трёх цилиндров располагались в одной плоскости. Но так, чтобы шейка среднего цилиндра была развёрнута относительно шеек крайних цилиндров на 180°.

При выполнении перечисленных условий будет происходить следующее.

Допустим, что в цилиндре *1* начался такт "сжатие", т.е. его поршень *2* находится в НМТ. Значит, все его клапаны закрыты. В цилиндре *4* завершился такт "рабочий ход" и его поршень *5* тоже достиг НМТ, поэтому его выпускной клапан *9* открывается и отработавшие газы начинают поступать в надпоршневое пространство среднего цилиндра *6*, поршень *7* которого находится в ВМТ, а выпускной клапан *11* закрыт.

Благодаря этому давление в цилиндрах *4* и *6* при открытом клапане *9* становится равным и создаёт осевые силы на днищах их поршней. Но так как площадь поршня 5 цилиндра *4* меньше площади поршня *7* в цилиндре *6*, то и сила, действующая на него на такте "выпуск", и создаваемый ею крутящий момент $M_{пц}$ на шейке коленчатого вала будут меньше силы и крутящего момента $M_{сц}$ на шейке коленчатого вала. Результат — прирост мощности двигателя.

При достижении средним поршнем *6* НМТ выпускной клапан *11*, имеющий повышенное проходное сечение, открывается. При этом давление отработавших газов, в принципе, может быть равным атмосферному. Значит, открытие этого клапана будет бесшумным.

Далее поршень *7* поднимается вверх, выталкивает через открытый клапан *11* попавшие в него и отдавшие энергию давления отработавшие газы в окружающую среду. И когда этот поршень переместится в ВМТ, клапан *11* закрывается. Но в этот момент цилиндр *1* завершает такт "рабочий ход", и в нём открывается выпускной клапан *12*, поэтому его отработавшие газы поступают в надпоршневое пространство среднего цилиндра *6*. То есть повторяется всё, что было раньше с цилиндрами *4* и *6*.

Вот таким образом и происходит преобразование энергии остаточного давления отработавших газов в механическую энергию вращения коленчатого вала двигателя. При этом за два оборота коленчатого вала в цилиндрах *1* и *4* совершается по одному такту "рабочий ход", а в среднем цилиндре *6* — два таких такта. И расчеты показывают: для того, чтобы давление в момент открытия клапана *11* было равным атмосферному, рабочий объём среднего цилиндра *6* должен превышать рабочий объём левого (*1*) или правого (*4*) цилиндров в 2,6 раза. Это означает: при таких условиях глушитель в системе выпуска вообще не нужен. Для обеспечения давления отработавших газов, равного атмосферному, в момент открытия клапана *11* требуется увеличение отношения рабочих объёмов среднего и крайних цилиндров при применении каждого очередного способа повышения начального давления в среднем цилиндре *6* и КПД двигателя.

Кроме того, у рассмотренной схемы есть ещё одно достоинство: если масса всех деталей КШМ среднего цилиндра будет в 2 раза больше аналогичных деталей любого из цилиндров *1* и *4*, то весь ДВС будет статически самоуравновешен.

Теперь об использовании тепловой энергии отработавших газов.

В конце такта "рабочий ход" в среднем цилиндре *6* давление отработавших газов, как сказано выше, понизится до атмосферного, но их температура останется достаточно высокой. Если же в этом цилиндре установить форсунку и распылять через неё дистиллированную воду в момент открытия выпускных клапанов крайних цилиндров *1* и *4*, то эта вода мгновенно превратится в пар. (Для сведения: 1 см^3 воды, испаряясь, отнимает у отработавших газов 129 Дж энергии или 539 кал теплоты и увеличивается в объёме в 1670 раз.) Такое мгновенное испарение впрыснутой воды увеличит давление в среднем цилиндре *6*, что обеспечит соответствующее увеличение крутящего момента на коленчатом валу. При этом электронная система управления впрыском воды можно настроить так, чтобы температура отработавших газов в момент открытия выпускного клапана *11* стала бы равной температуре окружающей среды. Равенство же давления и темпе-

av1115.fm Page 11 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

ратуры этих газов давлению и температуре окружающей среды означает полное использование остаточной энергии отработавших газов двигателя. Но даже простое снижение их температуры выгодно: оно позволит выполнять выпускные трубы *10*, например, из пластика, т.е. решить проблему их термо- и коррозионной стойкости. Исчезнет и проблема пожароопасной системы выпуска отработавших газов, т.е. АТС, оснащённые таким двигателем, можно будет применять в среде взрывоопасных газов (например, в шахтах).

Об использовании теплоты системы охлаждения двигателя.

Впрыскивание воды в средний цилиндр открывает еще одну существенную возможность совершенствования двигателя и повышения его КПД: в надпоршневое пространство (головку) этого цилиндра можно устанавливать секции специального внутреннего радиатора (ВР) *1* (рис. 2), через который насосом прокачивается охлаждающая жидкость, омывающая цилиндры *1* и *4* (см. рис. 1). Но чтобы обеспечить мгновенное испарение впрыскиваемой воды на решетках радиатора, их температура должна быть намного выше температуры кипения воды. Следовательно, рабочую температуру двигателя жидкостного охлаждения необходимо повысить до "мотоциклетного" уровня, т.е., примерно, до 473 К (200 °С). И здесь уже нужен не привычный "тосол", а жидкость с более высокой температурой закипания. Например, тормозная жидкость DON-4. В этом случае вода, распыленная форсунками *4*, попадая на поверхности горячего радиатора *1*, мгновенно испаряясь, поднимает давление в среднем цилиндре и в сообщающемся с ним крайнем цилиндре, увеличивая тем самым, как и отработавшие газы, крутящий момент и КПД двигателя. В конце такта "рабочий ход" в среднем цилиндре температура отработавших газов и испарённой воды может (при соответствующей настройке блока управления и соотношения рабочих объемов среднего и крайних цилиндров) понизиться до уровня начала конденсации паров воды, содержащихся в этих газах, что незначительно уменьшит их давление в конце такта "рабочий ход" в среднем цилиндре, но не вызовет существенного снижения создаваемого крутящего момента на коленчатом валу.

В ходе выполнения последующего такта "выпуск" поршень будет проталкивать отработавшие газы с туманом конденсата воды через решетки радиатора *1* к открытому клапану *11* (см. рис. 1), где этот туман испарится, что только улучшит теплосъём с радиатора.

Отработка такой системы открывает перспективы не только увеличения экономичности ДВС, но и внедрения новых компоновочных решений на особо компактном городском легковом автомобиле. Например, позволит исключить из неё такие внешние агрегаты системы охлаждения, как водовоздушный радиатор, вентилятор с приводом, термостат, системы подвода холодного воздуха к водовоздушному радиатору и отвода горячего воздуха от него и т.д.

Расход воды, необходимый для охлаждения, легко рассчитать. Например, для доработанного рассмотренным выше способом двигателя 0.8 SOHC автомобиля "Матис", если допустить, что он развивает ту же мощность, что и недоработанный его вариант, т.е. 23 кВт 31 л.с.), и учесть, что 40 % этой мощности (9,2 кВт) передается в систему охлаждения, то получается, что для погашения такой мощности нужно испарять воды 4 г/ с, т.е. 14 кг/ч. Что в 2,34 раза больше расхода бензина в двух крайних цилиндрах. Но сепаратор *2* воды из отработавших газов (см. рис. 2), как показывают расчёты, вполне обеспечит решение проблемы водоснабжения системы впрыскивания.

Об использовании тепловой энергии, передаваемой от нагретых деталей двигателя в окружающую среду.

Открытые внешние поверхности левого и правого цилиндров с повышенной температурой поверхностей будут передавать значительное количество тепловой энер-

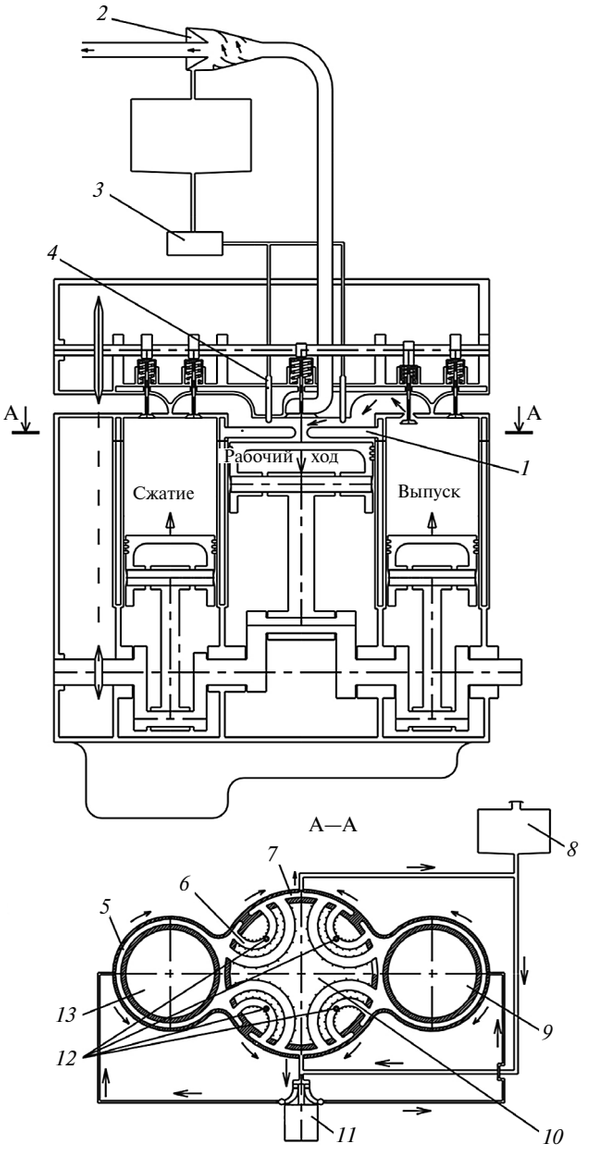


Рис. 2. Схема модернизированного трёхцилиндрового рядного ДВС со встроенным радиатором испарения впрыскиваемой воды:

1 — радиатор; *2* — сепаратор воды из отработавших газов; *3* — агрегат приготовления и подачи воды к форсункам; *4* — форсунка; *5* — горячая охлаждающая жидкость типа DON-4; *6* — секция внутреннего радиатора; *7* — охлаждённая жидкость; *8* — расходный бак; *9*, *10*, *13* — цилиндры; *11* — электродвигатель; *12* — проекция форсунок распыления воды

гии в окружающую среду через излучение и конвенцию. Что в нашем случае недопустимо. Но выход и из этого положения есть. Он — в нанесении на эти поверхности, например, "жидкого керамического теплоизоляционного покрытия" (ТУ 5760-001-83663241—2008), что понизит наружную температуру поверхности ДВС до расчетных показателей и перенаправит теплоту во внутренний радиатор *1* центрального цилиндра. Такое решение увеличит топливную экономичность ДВС и, кроме того, уменьшит уровень структурного его шума, пожароопасность моторного отсека, а также время разогрева при низких температурах и увеличит время остывания ДВС.

В заключение — *о мощности, создаваемой доработанным средним цилиндром*.

В этом цилиндре преобразуются остаточные энергии давления и теплоты отработавших газов основных двух (*1* и *4*, рис. 1) цилиндров. При этом и та и другая преобразуются в механическую энергию вращения коленчатого вала ДВС, т.е. в его мощность. Но возникает вопрос: какова эта дополнительная мощность? Очевидно, хотелось бы, чтобы она была не меньше мощности одного недоработанного цилиндра. И такая возможность есть.

Как уже говорилось выше, в каждом из цилиндров *1* и *4* за два оборота коленчатого вала совершается один энерговыделяющий такт ("рабочий ход"), и три энергопоглащающих такта ("выпуск", "всасывание" и "сжатие"). Причём последний ("сжатие") требует повышенных энергозатрат от коленчатого вала ДВС. За эти же два оборота коленчатого вала в среднем цилиндре *6* совершается два энерговыделяющих ("рабочий ход") и два энергопоглощающих такта ("выпуск"). Причём на выполнение такта "выпуск" затрачивается значительно меньше энергии, чем на такт "сжатие" в цилиндрах *1* и *4*.

А если к этому добавить впрыскивание воды, использование конденсата и т.д., то картина получается вполне благоприятной.

При равной мощности, выдаваемой каждым из трех цилиндров, расчетная экономичность доработанного ДВС 0.8 SOHC увеличится как минимум на 33 %. В этом случае автомобиль "Матис", полная масса которого составляет 1150 кг, на скорости 90 км/ч будет потреблять 3,35 л / 100 км, тогда как сейчас он равен 5 л/100 км. Причём КПД доработанного двигателя 0.8 SOHC, как показывают расчеты, на некоторых режимах его работы может достигнуть 66 %. Кроме снижения расхода горючего на единицу мощности будут уменьшены выжигание кислорода из окружающей среды и выбросы в неё углекислого газа и тепла.

Таким образом, рассмотренная выше концепция двигателя особо компактного городского легкового автомобиля — концепция, безусловно, перспективная со всех точек зрения — удельной мощности, топливной экономичности, шумности, долговечности, простоты и стоимости конструкции системы выпуска отработавших газов. И на всё это должны обратить внимание разработчики и изготовители автомобильных ДВС.

УДК 621.43.018

ДАУНСАЙЗИНГ В ДВИГАТЕЛЯХ ВАЗ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Д-р техн. наук **Г.Г. ТЕР-МКРТИЧЬЯН**
НАМИ (495. 961-55-70)

Дан анализ одного из основных направлений развития современного автомобильного двигателестроения — даунсайзинга, который обеспечивает существенное снижение эксплуатационного расхода топлива без ущерба для динамики автомобиля.

Ключевые слова: *даунсайзинг, топливная экономичность, разделенные такты, продолженное расширение, эспандерный режим, среднее эффективное давление, степень сжатия.*

Ter-Mkrtichian G.G.

ENGINES VAZ DODNSIZING WITH WORKING FLUID OVEREXPANSION

Analysis of one of the main development directions of modern car engine — downsizing ensuring the significant reduction of the fuel consumption without compromising the car dynamics is given.

Keywords: *downsizing, fuel consumption, divided strokes, continued expansion, expanding mode, main effective pressure, compression ratio.*

Одним из основных направлений развития современного автомобильного двигателестроения является даунсайзинг, т.е. оснащение автомобилей двигателями меньшего, чем у традиционных ДВС, рабочего объема, но той же или даже большей мощности. Как правило, это наддувные двигатели. Такая замена существенно снижает путевой расход топлива без ущерба для его тягово-скоростных свойств. Что особенно важно в условиях городского движения. Дело в том, что в этих условиях движения двигатель большую часть времени работает на режимах холостого хода и небольших нагрузок, т.е. на режимах, на которых его рабочий процесс существенно ухудшается, а его механический КПД за счет уменьшения среднего эффективного давления p_e очень небольшой. Кроме того, в двигателях с искровым зажиганием возрастают дроссельные потери. В двигателях же малого рабочего объема с высокой литровой мощностью малые нагрузки реализуются при повышенном уровне среднего эффективного давления и меньших дроссельных потерях. Поэтому даунсайзинг более эффективен для бензиновых двигателей. Что разработчики и производители таких ДВС, естественно, учитывают. Это, например, подтверждает зависимость среднего путевого расхода G_S топлива от удельной мощности $N_а$ автомобиля и литровой мощности $N_л$ двигателя (рис. 1): повышение литровой мощности двигателя сопровождается снижением среднего расхода топлива, причём это снижение тем больше, чем больше его удельная мощность (энерговооруженность). Например, при повышении литровой мощности двигателя с 50 до 75 кВт/л (что соответствует замене шестицилиндрового двигателя пятицилиндровым той же мощности) у автомобилей с удельной мощностью 50...60 кВт/т расход топлива снижается с 7 до 6 л/100 км, т.е. на 14,3 %, в то время как у автомобилей с удельной мощностью 75...85 кВт/т — с 10 до 8 л/100 км, или на 20 %.

Это, в частности, стало одной из причин того, что даунсайзинг затронул даже такой специфический сег-

av1115.fm Page 13 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

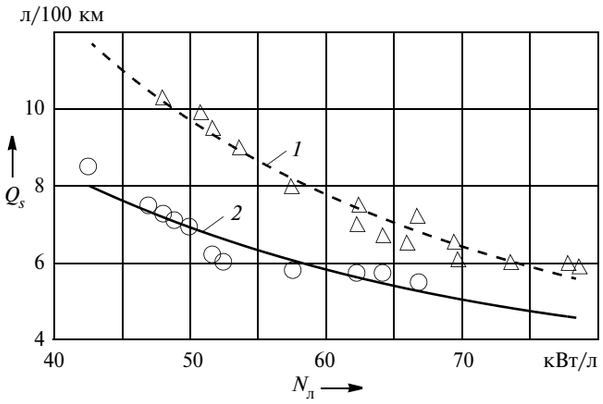


Рис. 1. Изменение среднего расхода топлива в зависимости от удельной мощности автомобиля и литровой мощности двигателя:
1 — $N_а$ = 50...60 кВт (68...83 л.с.); 2 — $N_а$ = 75...85 кВт (102...115 л.с.)

мент автомобилей, как болиды "Формулы 1": введённый с 2014 г. измененный регламент для этих автомобилей предусматривает использование двигателей новых поколений с повышенной надежностью и топливной экономичностью (табл. 1). В нём для повышения надежности предусмотрено ограничение по частоте вращения коленчатого вала ДВС с 18 000 до 15 000 мин$^{-1}$, что, как ожидается, будет способствовать увеличению пробега двигателя до ремонта в 2 раза. Снижение же расхода топлива будет обеспечено за счет сокращения числа цилиндров с 8 до 6 с уменьшением на треть рабочего объема двигателя. При этом использование ранее запрещенного турбонаддува позволяет сохранить максимальную мощность двигателя на прежнем уровне.

Так обстоят дела за рубежом. А как у нас? Чтобы ответить на этот вопрос, рассмотрим по критерию литровой мощности один из наиболее современных отечественных двигателей — ВАЗ-11194 рабочим объемом 1,4 л. У него уменьшенные, по сравнению с другими двигателями ВАЗ, механические потери, повышенная мощность, меньший расход топлива, больший ресурс. Это достигнуто за счет увеличения степени сжатия и хода поршня, изменения конструкции камеры сгорания, применения нового поршневого комплекта на 32 % меньшей массы, нового привода распределительных валов, а также повышения качества обработки деталей ЦПГ.

Однако, этот, в целом, не плохой двигатель по удельной мощности, к сожалению, уступает зарубежным конкурентам (табл. 2). И по этой причине имеет ухудшенную топливную экономичность и повышенные выбросы углекислого газа.

Решить данную проблему можно несколькими способами. И главный из них — форсирование с помощью наддува при сокращении числа работающих цилиндров. При этом среднее эффективное давление и, следовательно, механический КПД двигателя на характерных для городского движения режимах эксплуатации автомобиля могут быть существенно повышены, а исходная номинальная его мощность сохранена.

Суть этого способа заключается в следующем. В выключенных цилиндрах осуществление традиционного рабочего процесса прекращается, и они переводятся в режим продолженного расширения (эспандерный режим), который давно используется в комбинированных ДВС, где энергия отработавших газов реализуется в газовой турбине турбокомпрессора. В этом случае двигатель ВАЗ-21194 становится двигателем с разделенными тактами и продолженным расширением, рабочий цикл которого существенно отличается от традиционного.

Допустим, что теперь два его внешних цилиндра (*1* и *4*) работают по обычному четырехтактному циклу, а два внутренних (*2* и *3*) отключены и в них происходит продолженное расширение отработавших газов, которое можно назвать пятым тактом. Причём в эспандерных цилиндрах (*2* и *3*) осуществляются только такты расширения и выпуска отработавших газов. Чтобы обеспечить такую работу двигателя, он, очевидно, должен иметь два распределительных вала, которые обслуживают как внешние (рабочие), так и внутренние (эспандерные) цилиндры и совершают один оборот за два оборота коленчатого вала — так, как это происходит в традиционных четырехтактных ДВС. При этом

Таблица 1

Год выпуска двигателя	2013 г.	2014 г.
Конфигурация	V8	V6
Рабочий объем, л	2,4	1,6
Наддув	Нет	Есть
Мощность, кВт (л.с.)	551(750)	
Частота вращения коленчатого вала n_N, мин$^{-1}$, не более	18 000	15 000
Литровая мощность, $N_л$, кВт/л (л.с./л)	230 (312,7)	344 (467,7)
p_{emax}, МПа (кгс/см^2)	1,53 (15,3)	2,76 (27,6)
Ограничение по расходу топлива, л/ч	Нет	140
Число двигателей на сезон	8	5
Пробег двигателя до ремонта, км	2000	4000

Таблица 2

Параметр	Модель автомобиля				
	ВАЗ-11194	"Фольксваген BLG"	"Фиат Мультиайр"	"Рено H4J"	"Опель A 1,4 NET"
Диаметр цилиндра, мм	76,5	76,5	72,0	78,0	72,5
Ход поршня, мм	75,6	75,6	84,0	73,1	82,6
Рабочий объем, л	1,390	1,390	1,368	1,397	1,364
Степень сжатия	10,8	10,0	9,8	9,3	9,5
Мощность, кВт (л.с.) при n_N, мин$^{-1}$	65,5 (89,0)/ 5250	125 (170)/ 6000	128 (174)/ 6750	96 (130,5)/ 5500	103 (140)/ 6000
Максимальный крутящий момент, Н·м, при n_M, мин$^{-1}$	130/ 3400	240/ 1750—4500	231/ 3000	190/ 2250	200/ 3000
Литровая мощность, кВт/л	47,1	89,9	93,6	68,7	75,5

av1115.fm Page 14 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

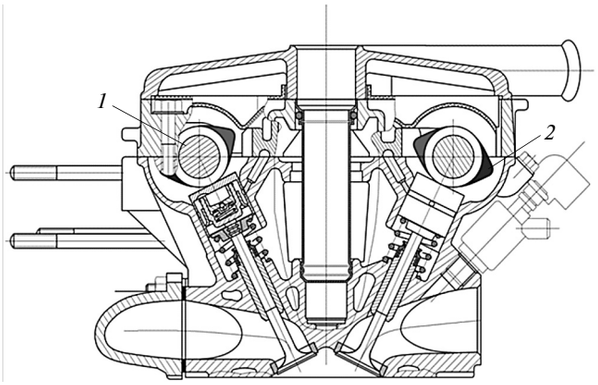


Рис. 2. Измененная головка цилиндров двигателя ВАЗ-21194:
1 — кулачок с односторонним профилем; *2* — кулачок с двухсторонним профилем

кулачки, обслуживающие эспандерные цилиндры, что тоже совершенно очевидно, должны иметь двухсторонний профиль (рис. 2), благодаря чему в эспандерных цилиндрах и происходит двухтактный цикл расширения и выпуска.

Рабочий цикл двигателя состоит из четырех фаз (рис. 3), последовательное осуществление которых иллюстрирует табл. 3.

Первая фаза (*A*): поршни в рабочих цилиндрах перемещаются от ВМТ к НМТ, а поршни в эспандерных цилиндрах — от НМТ к ВМТ. При этом в цилиндре *1* осуществляется впуск свежего заряда, цилиндре *4* — рабочий ход (предварительное расширение), а в цилиндрах *2* и *3* — такт выпуска.

Вторая (*B*)*:* поршни в цилиндрах *1* и *4* перемещаются от НМТ к ВМТ, поршни в цилиндрах *2* и *3* — от ВМТ к НМТ. При этом в цилиндре *1* осуществляется такт "сжатие", в цилиндре *4* — "вытеснение выпуск-

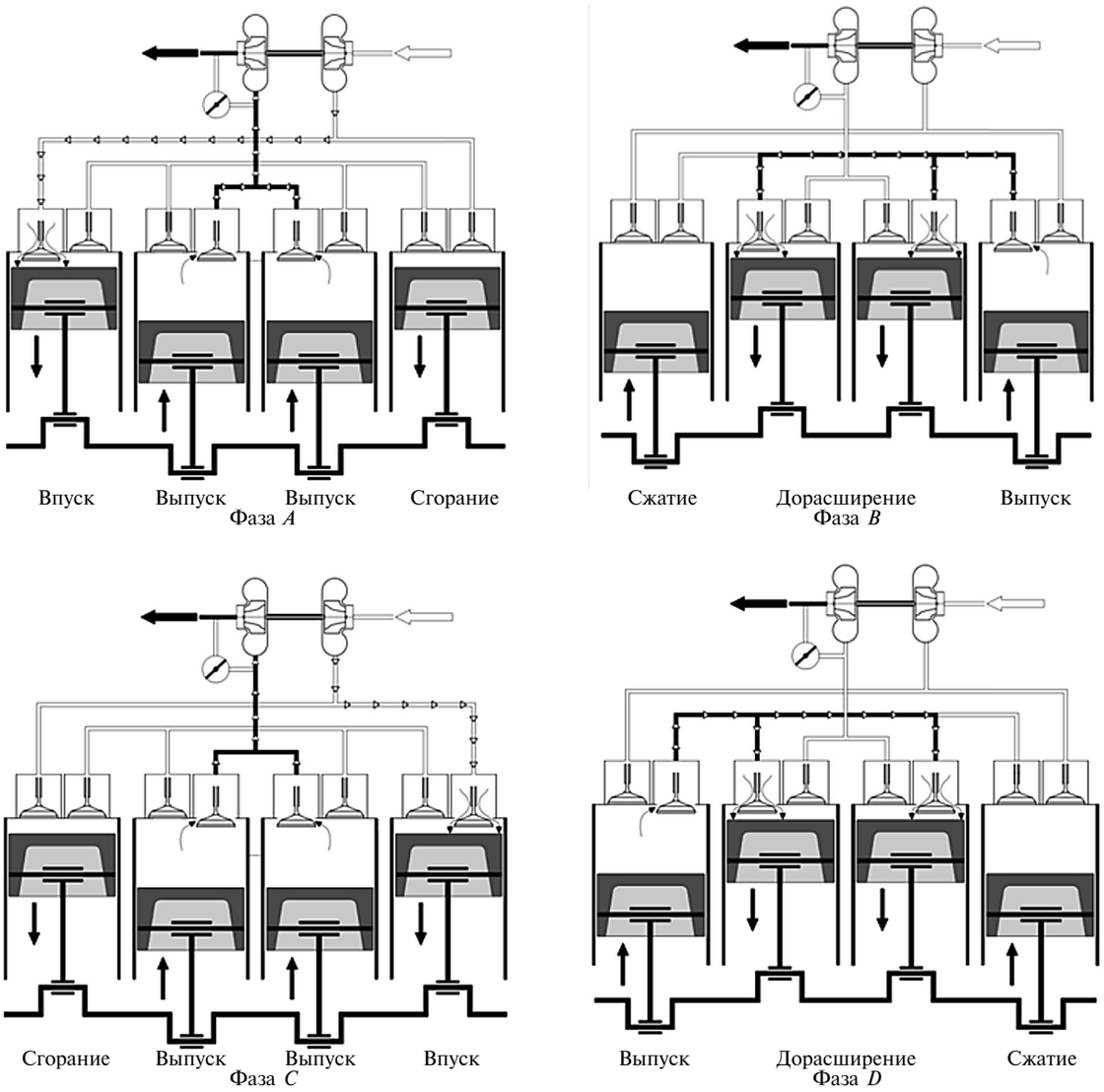


Рис. 3. Фазы рабочего цикла доработанного двигателя ВАЗ-21194

av1115.fm Page 15 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

ных газов" в цилиндры *2* и *3*, в которых идёт процесс продолженного расширения выпускных газов из цилиндра *4*.

Третья (*C*)*:* поршни в цилиндрах *1* и *4* перемещаются от ВМТ к НМТ, поршни в цилиндрах *2* и *3* — от НМТ к ВМТ. При этом в цилиндре *1* осуществляется такт "рабочий ход" (предварительное расширение), а в цилиндре *4* — такт "впуск", а в цилиндрах *2* и *3* — такт "выпуск".

Четвёртая фаза (*D*) аналогична *фазе B* с той лишь разницей, что цилиндры *1* и *4* меняются местами.

Таким образом, рабочий цикл двигателя с продолженным расширением осуществляется за два оборота коленчатого вала и состоит из двух групп процессов, первая из которых включает процессы впуска и предварительного расширения в первом (*1*) или втором (*4*) цилиндрах и выпуск газов из цилиндров *2* и *3*, а вторая — процессы сжатия и вытеснения выпускных газов в первом (*1*) или втором (*4*) цилиндрах и дополнительное расширение выпускных газов в цилиндрах *2* и *3*.

Термодинамические циклы двигателя с продолженным расширением иллюстрирует рис. 4. При этом на рис. 4, *а* показан цикл, соответствующий высоким нагрузкам двигателя, а на рис. 4, *б* — нагрузкам небольшим. В первом случае продолженное расширение осуществляется сначала в цилиндрах *2* и *3*, а затем — в турбине турбокомпрессора, а во втором — только в цилиндрах *2* и *3*.

Чтобы оценить, как уменьшение рабочего объема двигателя и продолженное расширение отработавших газов влияют на его топливную экономичность, автор провёл расчетные исследования его рабочего процесса. При этом были рассмотрены три варианта исполнения двигателя ВАЗ-21194: стандартный, т.е. вариант, при котором четыре цилиндра работают без наддува; вариант, при котором одна пара цилиндров работает с наддувом, а из второй пары удаляются клапаны с целью ликвидации насосных потерь; вариант двигателя-эспандера (ДЭ), в котором одна пара цилиндров остаётся рабочей, а во второй (эспандерной) осуществляется продолженное расширение. При этом считалось, что во всех вариантах мощность двигателя остаётся одной и той же. В качестве ограничивающих факторов при форсировании цилиндров *1* и *4* с помощью наддува были приняты: отсутствие детонации, максимальное давление сгорания не выше 5,5 МПа (55 кгс/см^2) и максимальная температура газов на входе в турбину турбокомпрессора, равная 1325 К (1050 °С). С этой целью в цилиндрах *1* и *4*, использующих наддув, степень сжатия была снижена с 10,8 (серийный двигатель) до 9,0.

Таблица 3

Фаза	Цилиндр			
	1	2	3	4
A	Впуск	Выпуск	Выпуск	Расширение
B	Сжатие	Расширение	Расширение	Вытеснение
C	Расширение	Выпуск	Выпуск	Впуск
D	Вытеснение	Расширение	Расширение	Сжатие

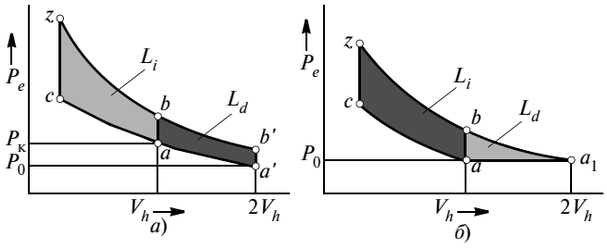


Рис. 4. Термодинамические циклы двигателя с продолженным расширением в случае высоких (а) и небольших (б) нагрузок:

L_i — индикаторная работа двигателя; L_d — работа, произведенная в эспандерных цилиндрах; L_t — работа, произведенная в турбине турбокомпрессора

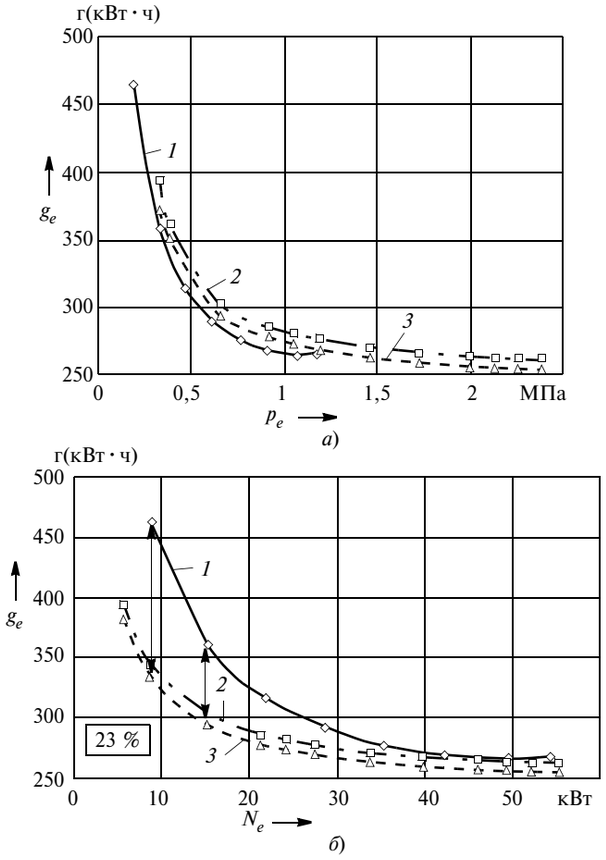


Рис. 5. Нагрузочные характеристики серийного (а) и третьего (б) вариантов двигателя ВАЗ-21194 при n = 4000 мин$^{-1}$:

1 — серийный вариант; *2* — работа на двух цилиндрах с наддувом, но без дросселирования отработавших газов; *3* — работа с наддувом и дросселированием отработавших газов

Нагрузочные характеристики вариантов двигателя ВАЗ при частоте вращения коленчатого вала, равной 4000 мин$^{-1}$, приведены на рис. 5. Из него следует, что при одинаковом среднем эффективном давлении p_e удельный эффективный расход g_e топлива у серийного варианта двигателя меньше, чем у двух других вариантов. Причин тому две — уменьшенная с 10,8 до 9,0 степень сжатия в вариантах с двумя рабочими цилиндрами, что вызывает уменьшение индикаторного КПД, и возросшие за счет двух выключенных цилин-

av1115.fm Page 16 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

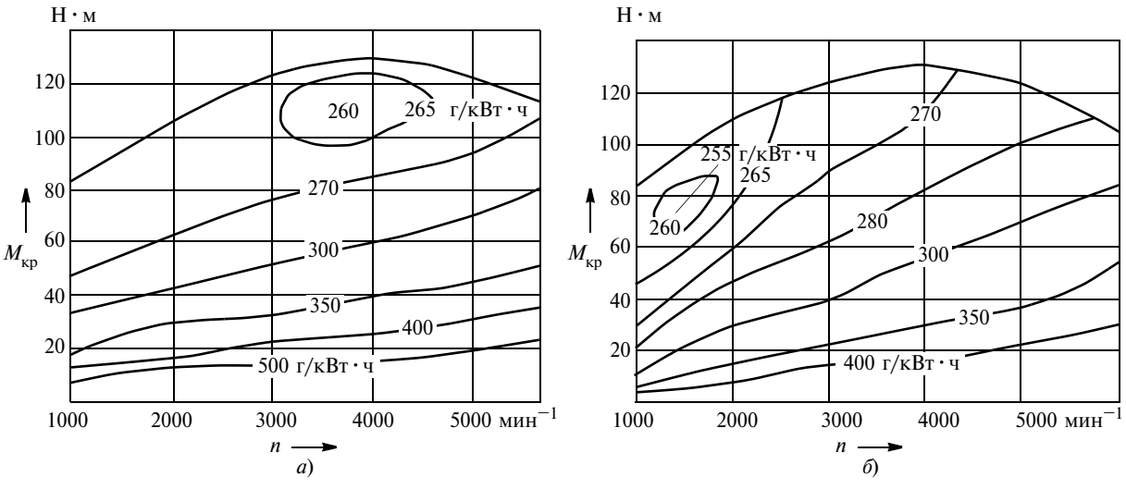


Рис. 6. Многопараметровые характеристики серийного (а) и доработанного (б) вариантов двигателя ВАЗ-21184

дров механические потери. Однако в случае одинаковой мощности картина резко меняется. Варианты с двумя рабочими цилиндрами по величине удельного эффективного расхода топлива выигрывают у серийного варианта. Причем этот выигрыш существенно увеличивается при снижении мощности. Например, автомобиль ВАЗ-2119 "Калина", оснащённый третьим вариантом исполнения двигателя ВАЗ-21194 (N_e = 15 кВт; n = 4000 мин$^{-1}$), на таком характерном режиме, как городской, имеет на 20 % меньший расход топлива, чем при серийном варианте.

То же самое подтверждает и рис. 6, на котором даны нагрузочные характеристики серийного и третьего вариантов исполнения двигателя ВАЗ-21194: у третьего варианта минимальный удельный эффективный расход топлива ниже. Но ещё более значимым преимуществом третьего варианта является то, что зона малых величин удельных расходов топлива смещается в область низких нагрузок и частот вращения коленчатого вала, где автомобиль работает большую часть времени.

Таблица 4

Параметр	Вариант двигателя	
	стандартный	эспандерный
Число цилиндров	4	
Число клапанов	16	
Диаметр цилиндра, мм	76,5	
Ход поршня, мм	75,6	
Рабочий объем цилиндров, л	1,39	0,7 (условно)
Степень сжатия	10,8	9,0
Номинальная мощность, кВт, при n = 6000 мин$^{-1}$	65	
Максимальный крутящий момент, Н · м, при n = 4000 мин$^{-1}$	130	
$g_{e\,min}$ по многопараметровой характеристике, г/кВт · ч	260	255
g_e на характерном режиме городского движения автомобиля "Лада Калина" (N_e = 15 кВт; n = 4000 мин$^{-1}$), г/кВт · ч	375	290

Форсирование двух рабочих цилиндров с помощью наддува позволяет обеспечить необходимую мощность двигателя на режимах частичных нагрузок при более высоком, по сравнению с серийным безнаддувным вариантом двигателя ВАЗ-21194, уровне среднего эффективного давления. При этом ощутимо увеличивается механический КПД. Что же касается степени сжатия, то для предотвращения детонации и уменьшения нагрузок на детали её приходится несколько снижать, а это ведёт к уменьшению индикаторного КПД. Однако это снижение затем компенсируется за счёт продолженного расширения газов в эспандерных цилиндрах. В итоге обеспечивается выигрыш в эффективном КПД. Всё это хорошо видно из табл. 4, в которой приведены параметры вариантов исполнения двигателя ВАЗ-11194.

Дальнейшим развитием двигателей с разделенными тактами могут стать конструкции с различными переключаемыми комбинациями работы, при которых цилиндры попеременно выполняют функции рабочих, эспандерных или компрессорных цилиндров. Причём в последнем случае в двух компрессорных цилиндрах будет осуществляться сжатие воздуха, который затем используется в рабочих цилиндрах для их наддува.

Таким образом, проведенные автором исследования свидетельствуют о значительных резервах повышения топливной экономичности двигателей ВАЗ (как, впрочем, и других четырёхцилиндровых двигателей) при реализации концепции даунсайзинг в сочетании с разделением тактов цикла и продолженным расширением рабочего тела. Причём использование этих резервов не требует значительных изменений конструкции серийного двигателя. Что же касается востребованности доработанных двигателей, то она, безусловно, есть. Это, прежде всего, автомобили с преобладающей долей городских режимов движения. Кроме того, двигатель-эспандер весьма привлекателен для использования в составе комбинированных (гибридных) силовых энергоустановок.

av1115.fm Page 17 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

УДК 629.083

АККУМУЛЯТОРНЫЕ ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЕЙ МАЛОГО ОБЪЁМА

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

Рассматривается задача повышения энергетических, экономических и экологических параметров работы автомобильных дизелей с помощью аккумулирующих форсунок.

Ключевые слова: *топливная аппаратура, форсунка, аккумулятор топлива.*

Novosadov S.Yu., Kartukov A.G., Lapin A.V.

STORAGE FUEL SYSTEM OF THE DIESELS OF THE SMALL VOLUME

Problem of increasing energy, economic and ecological parameter of the functioning the diesels of the car by storage injector is considered.

Keywords: *fuel equipment, injector, battery fuel.*

В настоящее время на автомобильных дизелях применяют, как известно, топливные системы двух вариантов — традиционную, форсунки которой впрыскивают топливо за счёт давления, создаваемого ТНВД, и аккумуляторную, форсунки которой работают за счёт давления, накопленного в аккуумуляторе [1, 2]. Причём вторая существенно лучше первой: она устраняет такие недостатки традиционной системы, как низкое качество распыливания топлива и ограниченные возможности регулирования цикловой подачи, поскольку в ней насос подаёт топливо не напрямую к форсункам, а в аккумулятор. В результате в нём поддерживается постоянное высокое давление, следовательно, давление в течение всего цикла впрыскивания остаётся практически постоянным, что обеспечивает хорошее его смешивание с воздухом.

Немаловажно и то, что применяемый в аккумуляторной системе топливный насос высокого или среднего давления, как правило, упрощён по конструкции по сравнению с обычным ТНВД, а аккумулятор (накопитель давления) тоже не отличается сложностью. Кроме того, форсунки в такой системе — электроуправляемые. Другими словами, главным достоинством аккумуляторной системы является то, что, во-первых, процессы создания энергии впрыскивания и дозирования топлива разделены во времени, благодаря чему не оказывают неблагоприятного воздействия друг на друга [2], а во-вторых, появляется возможность регулировать цикловую подачу топлива в широком диапазоне режимов работы дизеля. Наличие же в системе аккумулятора (накопителя) — не совсем удачное решение: высокое давление в нём требует принятия специальных мер по уплотнению магистрали между ним и форсункой и, кроме того, остаются неясными некоторые вопросы, связанные с разработкой отечественной системы управления цикловой подачей топлива. Поэтому в таких системах лучше использовать не аккумулятор, а двухобъёмные аккумулирующие форсунки.

Дело в том, что традиционная топливная система, по сути, система с аккумуляторами малого объема, осуществляющая впрыскивание за счёт энергии, запасенной для одного рабочего цикла в форсунке или ТНВД. Правда, запас этой энергии невелик, поэтому в конце процесса топливоподачи её оказывается недостаточно для поддержания высокого давления. Это негативно сказывается на процессе распыливания топлива и качестве смесеобразования, что, в свою очередь, приводит к снижению как энергетических, так и экономических параметров работы дизеля. Двухобъёмная форсунка как раз и решает эту проблему, поскольку способна обеспечить оптимальное использование энергии в течение всего периода впрыскивания топлива.

Такая форсунка состоит (рис. 1) из корпуса *1*, в котором выполнены две (*8* и *10*) полости, где расположены подпружиненные поршни *7* и *12* с пружинами *6* и *11*. Вход полости *10* через нагнетательный клапан *13* связан с линией *15* высокого давления, а выход через канал *14* в игле-золотнике *2* — со входом полости *8*, выход которой через канал *4*, проточку *3* на игле-золотнике *2* и топливоподводящий канал *17* соединён с подыгольным пространством *18*, а линия *15* высокого давления — с полостью *16*, образованным корпусом *1* форсунки и кромкой *5* на игле-золотнике *2*. Ход поршня *7*, во избежание перекрытия им канала *4*, ограничен фиксаторами *9*.

Форсунка работает следующим образом.

Топливо по линии *15* высокого давления поступает в полость *16*. Игла-золотник *2*, преодолевая усилие пружины *6*, перемещается вверх, перекрывая соединительный канал *14*, т.е. разобщая полости *8* и *10*. Одновременно полость *8* через канал *4*, проточку *3* иглы-золотника *2*, топливоподводящий канал *17* соединяется с подыгольным пространством *18*, в результате чего топливо впрыскивается в камеру сгорания. Топливо из линии *15* высокого давления, в свою очередь, преодолевает сопротивление нагнетательного клапана *13* и заполняет подпоршневое пространство полости *10* и сжимает пружину *11*. После того, как плунжерная пара ТНВД отсечёт подачу топлива, давление в линии *15* падает, игла-золотник *2* под действием пружины *6* перемещается вниз, разобщая подыгольное пространство *18* с объемом *8* и сообщая объем *10* с полостью *8*. Под действием пружины и запасенной энергии топливо из полости *10* по каналу *14* перетекает в полость *8*, сжимая пружину *6*.

Благодаря вышеперечисленному повышается суммарная энергия

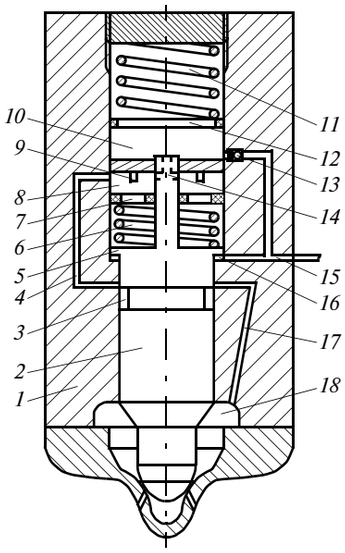


Рис. 1. Двухобъемная аккумулирующая форсунка:
1 — корпус; *2* — игла-золотник; *3* — проточка; *4*, *14* — канал; *5* — кромка иглы-золотника; *6*, *11* — пружина; *7*, *12* — поршень; *8*, *10* и *16* — полость; *9* — фиксатор; *13* — нагнетательный клапан; *15* — линия высокого давления; *17* — топливоподводящий канал; *18* — подыгольное пространство

впрыскивания, процессы создания давления и дозирования топлива разделяются, поэтому, как упоминалось выше, не оказывают неблагоприятного воздействия друг на друга. В итоге устраняется явление подвпрыска, а энергия пружины позволяет избежать "вялого" окончания впрыскивания и его плохого качества при малых цикловых подачах. Короче говоря, двухобъёмная форсунка становится инструментом повышения эффективности топливной аппаратуры и дизеля в целом. Причём без внесения каких-либо серьёзных изменений и дополнений в конструкцию топливной аппаратуры.

Авторы разработали несколько вариантов двухобъёмных форсунок (пат. № 2167330, РФ, № 2168055, РФ, № 2167339, РФ), соответствующих схеме, приведённой на рис. 1, и в виду того, что эта схема никем ранее не исследовалась, было выполнено математическое моделирование происходящих в ней процессов. Это облегчалось именно тем, что процессы создания энергии и дозирования топлива разделены во времени, значит, для моделирования можно использовать статическую теорию впрыскивания топлива [3, 4].

При исследовании процесса впрыскивания принимались следующие допущения: движение топлива — установившееся; детали форсунки — абсолютно жесткие и не обладают инерционностью; объем каналов высокого давления — не меняется. Из характеристик конструктивных элементов системы учитывались характеристики пружины аккумулирующей полости форсунки, диаметры её каналов, их шероховатость и суммарная площадь распыливающих отверстий.

В рассматриваемой форсунке топливо, как видим, перераспределяется между двумя объемами, поэтому в начале пуска дизеля необходимо время для выхода форсунки на рабочий режим. Это подтверждает зависимость (рис. 2) процесса заполнения второго объема форсунки от количества циклов m: форсунка выходит на объемы подачи топлива, близкие к номинальным, только после 6...8 циклов или 12...16 оборотов коленчатого вала. То есть пусковые качества дизеля будут, мягко говоря, не из лучших. Однако это

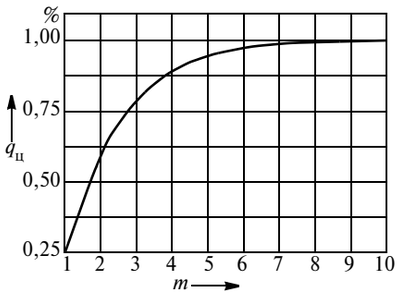


Рис. 2. Зависимость степени заполнение второго объема форсунки от числа циклов, осуществлённых с момента начала пуска дизеля

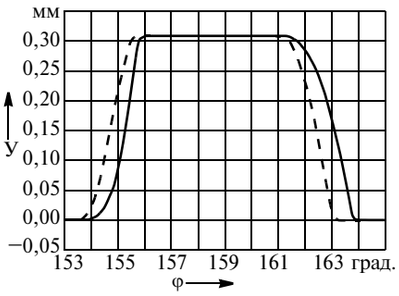


Рис. 3. Зависимость подъема иглы форсунки от угла поворота кулачкового вала дизеля

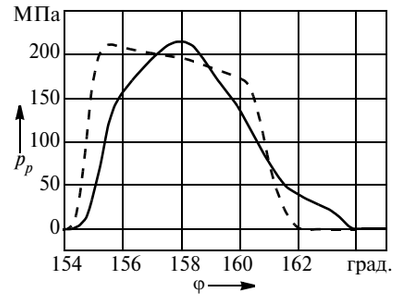


Рис. 4. Зависимость давления перед распыливающими отверстиями форсунки от угла поворота кулачкового вала дизеля

только при первом пуске. В дальнейшем же в полостях форсунки всегда будет оставаться топливо, что сократит время её выхода на номинальные объемы цикловой подачи и, соответственно, улучшит пусковые качества дизеля.

Во всех же других случаях двухобъёмная форсунка лучше однообъёмной, о чём свидетельствуют рис. 3 и 4, где приведены результаты расчёта процесса топливоподачи при использовании штатной топливной аппаратуры (сплошная линия) и с аккумулирующей форсункой (штриховая линия). Так, первый из них показывает, что время начала подъёма и опускания (y) иглы опытной форсунки совпадает по времени с началом подъёма и опускания иглы штатной форсунки. И даже в случае, когда управление углом начала и окончания топливоподачи осуществляется штатной плунжерной парой ТНВД. Однако в связи с более высоким суммарным давлением, действующим на иглу, скорость ее перемещения получается значительно выше, чем у штатной форсунки. В результате в среднем на 9 % снижается время впрыскивания топлива. Причём впрыскивается оно с более высокой энергией, чем серийной форсункой.

Из второго же рисунка следует: среднее давление $p_р$ впрыскивания опытной форсункой возрастает на 13,8 %. Кроме того, значительно меньше топлива подаётся при уменьшении или нарастании давления впрыскивания. Следовательно, количество топлива, подаваемого при давлениях, близких к максимальным, будет больше, а значит, и выше степень распыла (критерий стабильности распыливания возрастает на 17,7 %). Наконец, более резкая посадка иглы в седло благоприятно отразится на работе распылителей вследствие снижения вероятности их закоксовывания.

Таким образом, можно сделать вывод: применение рассмотренной выше форсунки может в определенной степени улучшить организацию процесса топливоподачи и, соответственно, основные показатели работы дизеля. Поэтому авторы намерены продолжить работы в данном направлении. В частности, будут заниматься оптимизацией как самой конструктивной схемы форсунки, так и параметров отдельных её элементов. Кроме того, будет реализована большая программа комплексных экспериментальных её исследований.

Литература

1. Крутов В.И., Горбаневский В.Е., Кислов В.Г. Топливная аппаратура автотракторных двигателей. — М.: Машиностроение, 1985. — С. 208.
2. Орлин А.С., Круглов М.Г. ДВС системы поршневых и комбинированных двигателей. — М.: Машиностроение, — 1985.
3. Горелик Г.Б., Дьяченко Н.Х., Пугачев Б.П. Разработка уточненной математической модели топливовпрыскивающей аппаратуры дизелей. — ЛПИ, 1988, № 297.
4. Файнлейб Б.Н., Квасцов Е.Е., Миронова Р.И. Уточненный метод гидродинамического расчета процесса топливоподачи в автотракторных дизелях // Двигателестроение. 1990. № 10. С. 7...10.

av1115.fm Page 19 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

УДК 621.311.25:621.039

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО СОЕДИНЕННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

Кандидаты техн. наук **Ю.А. СИЗОВ**, **В.И. ХАРИТОНОВ**, **А.А. ГОРДЕЕВ**, **Ю.В. ЛОЖКИНА**

Университет машиностроения (МАМИ) (495.223-05-23)

Рассмотрена методика, позволяющая осуществлять контроль внутренних параметров аккумуляторов.

Ключевые слова: *аккумуляторная батарея, внутреннее сопротивление, компьютерная модель, переходный процесс, операторный метод, В-план.*

Sizov Yu.A., Haritonov V.I., Gordeev A.A., Lozhkina Yu.V.

MATHEMATICAL MODEL OF ELECTRIC PARAMETERS OF ACCUMULATORS FOR TRANSIENTS

The technique, allowing to exercise control of internal parameters of accumulators (internal resistance, capacity, tension) is considered.

Keywords: *storage battery, internally resistance, computer model, transient, operator method, B-plan.*

Любая аккумуляторная батарея представляет собой набор последовательно соединённых аккумуляторов. Причём эти аккумуляторы, конечно, не могут быть абсолютно одинаковыми по ёмкости, внутреннему сопротивлению и напряжению. Что не может не сказаться на работе всей батареи. В частности, при заряде из-за большого внутреннего сопротивления одного из аккумуляторов может сработать защита от перенапряжения, хотя остальные аккумуляторы еще не будут заряжены полностью. Другими словами, батарея запасёт энергии меньше, чем должна, что приведет к недоиспользованию ресурсов всей батареи.

Это обстоятельство давно и хорошо известно. Поэтому специалисты предлагают самые различные способы и устройства, позволяющие устранить такой недостаток аккумуляторных батарей. Однако если проанализировать соответствующие публикации [1, 2 и др.], то обнаруживается, что предложения авторов сводятся либо к контролю напряжения на выводах батареи, либо к выявлению "нестандартных" аккумуляторов с помощью подачи на них мощных импульсов.

Таким образом, проблема, несмотря на повышенное по понятным причинам внимание к ней, по сути, до сих пор сохраняет свою остроту. Учитывая всё это, авторы предлагаемой читателям статьи тоже попытались её решить, используя методы математического моделирования. При этом они исходили из следующих соображений.

Основными параметрами аккумуляторной батареи являются три: внутреннее сопротивление R аккумуляторов, ёмкость C и напряжение U. Поэтому для достижения поставленной цели необходимо, во-первых, разработать электрическую схему определения параметров каждого аккумулятора в составе аккумуляторной батареи; во-вторых, создать и исследовать компьютерную модель этой схемы; в-третьих, с помощью экспериментального плана второго порядка (*B*-плана) вывести зависимости, однозначно связывающие названные выше параметры.

Результатом решения первой из этих задач стала схема, приведённая на рис. 1. Работает она следующим образом.

После подачи положительного импульса от генератора происходит замыкание верхних контактов коммутатора и к выходу трансформатора T1 подключается первый (R3) аккумулятор. Одновременно происходит быстрый заряд и разряд емкости C2, а также медленная подзарядка суперконденсатора C1. При замыкании нижних контактов коммутатора к трансформатору T1 подключается второй (R4) аккумулятор. При этом так же быстро перезаряжается конденсатор C2 и дополнительно подзаряжается суперконденсатор C1. В результате его подзарядки получается электрический заряд, обеспечивающий дополнительный резерв емкости в аккумуляторе R5.

Таков принцип. Для определения же численных значений элементов электрической схемы авторы сначала решили воспользоваться операторным методом [3]. Однако это решение оказалось довольно сложным. Кроме того, при практической реализации схемы возник ряд сложностей, связанных с паразитными ёмкостными и индуктивными влияниями, а также сопротивлением контактов и проводников. Это лишний раз подтвердило: надо заниматься не натурной, а компьютерной моделью. В итоге приведённая на рис. 1 электрическая схема определения параметров аккумулятора была смоделирована в среде Multisim, где входной сигнал генерируются (рис. 2) виртуальным генератором импульсов, а результаты анализа переходных процессов отображаются на экране виртуального осциллографа.

Исследования компьютерной модели показали, как меняются переходные процессы на рассматриваемом аккумуляторе при изменении его внутреннего сопротивления R5, ёмкости C4 и напряжения V1. При этом было установлено, что амплитуды их сигналов изменяются по величине. Так, при увеличении внутреннего сопротивления R5 аккумулятора сигнал UR возрастает (рис. 3, *а*), сигнал UR — уменьшается (рис. 3, *б*), а сигнал UV напряжения ведёт себя так же, как и сигнал внутреннего сопротивления, т.е. увеличивается (рис. 3, *в*). Причём эти сигналы для конкретных параметров не повторяют друг друга, следовательно, при контроле параметров аккумулятора их можно использовать в качестве диагностических критериев.

Таким образом, решена вторая из перечисленных выше задач, и можно переходить к экспериментальному плану второго порядка (*B*-плану). Дело в том, что в процессе исследования было выявлено: при одно-

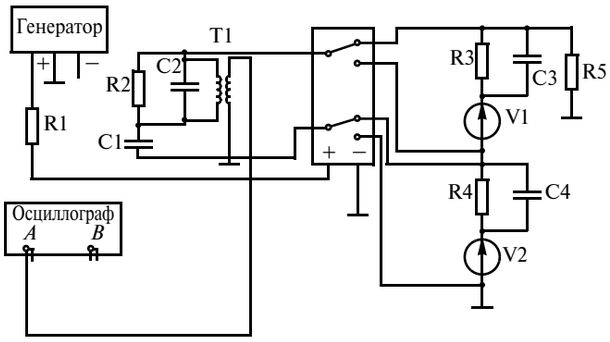


Рис. 1. Функциональная схема контроля параметров аккумулятора

av1115.fm Page 20 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

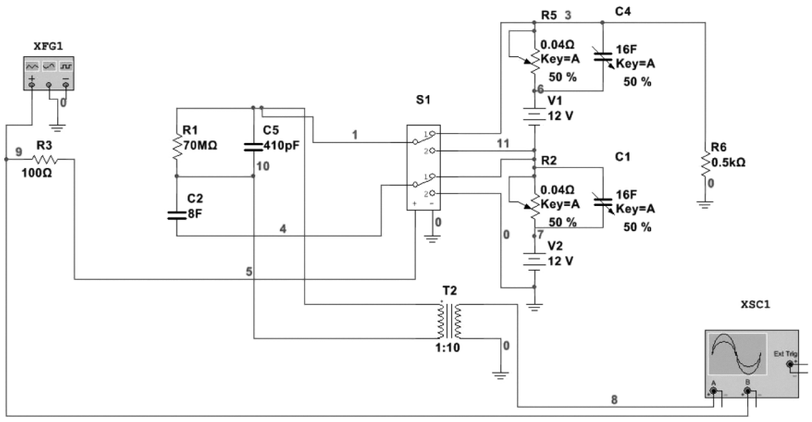


Рис. 2. Компьютерная модель разработанной схемы СКУ аккумулятора

Таблица 1

T_i	Вид плана			
	B_2 (k = 2, N = 8)	B_3 (k = 3, N = 14)	B_4 (k = 4, N = 14)	B_5 (k = 5, N = 42)
T_1	1,25	0,40624	0,22917	0,15821
T_2	0,75	0,15624	0,0625	0,0332
T_3	0,16667	0,1	0,05556	0,02941
T_4	0,5	0,5	0,5	0,5
T_5	0,25	−0,09375	−0,10417	−0,0918
T_6	0,25	0,125	0,0625	0,0125

временном изменении внутреннего сопротивления, емкости и напряжения аккумуляторных батарей амплитуда сигнала, в отличие от случаев изменения каждого из них в отдельности, изменяется не линейно, а по более сложным законам, т.е. при одновременном изменении R5, C4 и V1 появляются случайные их значения. Значит, необходимо составить уравнение, которое позволяет определять оптимальные сочетания этих параметров, что можно выполнить только с помощью экспериментального плана второго порядка.

Авторы воспользовались этим планом и получили обработанные соответствующим образом результаты экспериментов (табл. 1). (В ней X1 — напряжение, X2 — сопротивление и X3 — емкость аккумулятора.) Далее нужно было составить математическую модель, т.е. уравнение регрессии, описывающее упомянутое выше сочетание параметров сопротивления, ёмкости и напряжения.

Построение уравнения, как обычно, началось с оценки его коэффициентов, подсчитываемых по формулам:

$$b_0 = T_1 \sum_{j=1}^{N} y_j - T_2 \sum_{i=1}^{k} \sum_{j=1}^{N} x_{ji}^2 y_j;$$

$$b_{ii} = T_4 \sum_{j=1}^{N} x_{ji}^2 y_j + T_5 \sum_{i=1}^{k} \sum_{j=1}^{N} x_{ji}^2 y_i - T_2 \sum_{j=1}^{N} y_j;$$

$$b_i = T_3 \sum_{j=1}^{N} x_{ji} y_j; \quad b_{iu} = T_6 \sum_{j=1}^{N} x_{ji} x_{ji} y_j,$$

где b_0 — свободный член; b_i — коэффициенты при линейных эффектах (x_i); b_{ii} — коэффициенты при квадратичных эффектах (x_{ii}^2); b_{iu} — коэффициенты при парных взаимодействиях ($x_i x_u$); T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6 — коэффициенты, представленные в таблице 1; j — номер опыта; N — число опытов; i — номер фактора, i = 1, 2, ..., k; $i \neq u$; k — количество факторов; x_{ji} — учет парных эффектов; y_j — учет выходного параметра в j опыте.

Значения этих коэффициентов для схемы, приведённой на рис. 2, получились следующими: b_0 = 1,58; b_1 = 0,11; b_2 = 0,561; b_3 = −0,00015; b_{11} = −0,038; b_{22} = −0,133; b_{33} = 0,002; b_{12} = 0,16; b_{13} = 0,065; b_{23} = −0,083; b_{123} = −0,039. T_1 = 0,40624; T_2 = 0,15624; T_3 = 0,1; T_4 = 0,5; T_5 = −0,09375; T_6 = 0,125.

Проверка их дисперсий по сериям дублированных опытов дала такой результат: $G_{рас}$ = 0,429. Табличное же значение $G_{таб}$ = 0,44. То есть $G_{рас} < G_{таб}$, что означает: гипотезу об однородности дисперсий по сериям дублированных опытов необходимо принять.

Дисперсии $s^2\{y\}$ воспроизводимости, а также дисперсии коэффициентов регрессии и ковариации между ними вычислялись по известным формулам и оказались равны: $s^2\{y\} = 5{,}6 \cdot 10^{-5}$; $s^2\{b_0\} = 1{,}365 \cdot 10^{-6}$; $s^2\{b_2\} = 1{,}365 \cdot 10^{-6}$; $s^2\{b_{11}\} = 5{,}545 \cdot 10^{-6}$; $s^2\{b_{33}\} = 5{,}545 \cdot 10^{-6}$; $s^2\{b_{12}\} = 1{,}706 \cdot 10^{-6}$; $s^2\{b_{23}\} = 1{,}706 \cdot 10^{-6}$; $s^2\{b_{123}\} = 1{,}706 \cdot 10^{-6}$.

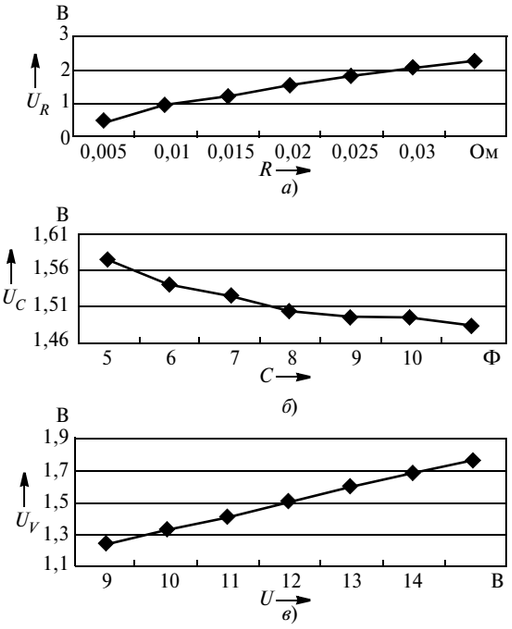


Рис. 3. Зависимость амплитуды сигнала от внутреннего сопротивления аккумулятора (а), его напряжения (б) и емкости (в)

av1115.fm Page 21 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

Проверка значимости ($t\{b_j\}$) коэффициентов регрессии дала следующие значения: $t\{b_0\}$ = 671,121; $t\{b_1\}$ = 93,936; $t\{b_2\}$ = 480,017; $t\{b_3\}$ = 0,128; $t\{b_{11}\}$ = = 16,097; $t\{b_{22}\}$ = 56,28; $t\{b_{33}\}$ = 0,995; $t\{b_{12}\}$ = 122,345; $t\{b_{13}\}$ = 49,522; $t\{b_{23}\}$ = 63,301 $t\{b_{123}\}$ = 30.

Табличные значения коэффициента Стьюдента $t_{таб}$ = 2,018, следовательно, те из них, которые меньше 2,018, — не значимы, а все остальные — значимы.

Математическая модель имеет вид:

$$\hat{y} = 1{,}58 + 0{,}11x_1 + 0{,}561x_2 - 0{,}038x_1^2 - 0{,}133x_2^2 + \\ + 0{,}16x_1x_2 + 0{,}065x_1x_3 - 0{,}083x_2x_3 - 0{,}039x_1x_2x_3.$$

Поскольку число p коэффициентов регрессии меньше числа N основных опытов, то необходимо проверить адекватность математической модели. Для этого нужно вычислить, во-первых, значения функций y_i во всех основных опытах, во-вторых, сумму квадратов разностей $S_{ад} = n\sum_{j=1}^{N}(\bar{y} - \hat{y})^2$ между средними значениями выходной величины $\bar{y}_j$ и предсказанными по уравнению регрессии значениями $\hat{y}_j$; в-третьих, число $f_{ад}$ степеней свободы модели; в-четвёртых, дисперсию $s^2_{ад} = S_{ад}/f_{ад}$ её адекватности; в-пятых, расчетный коэффициент $F_{рас} = \frac{s^2_{ад}}{s^2\{y\}}$ Фишера. Эти величины для схемы, приведённой на рис. 2, равны: y_1 = 0,920394; y_2 = 0,612519; y_3 = 1,809419; y_4 = 2,297544; y_5 = 0,878019; y_6 = 0,985644; y_7 = 1,593044; y_8 = 2,183169; y_9 = 1,43275; y_{10} = 56225; $s'_{ад} = 5{,}195 \cdot 10^{-4}$; $f_{ад}$ = 5; $s^2_{ад} = 1{,}039 \cdot 10^{-4}$; $F_{рас}$ = 1,903. Отсюда следует: поскольку табличное значение коэффициента Фишера равно 4,5, то получается, что оно больше его расчётного значения (1,993), что означает: модель адекватная.

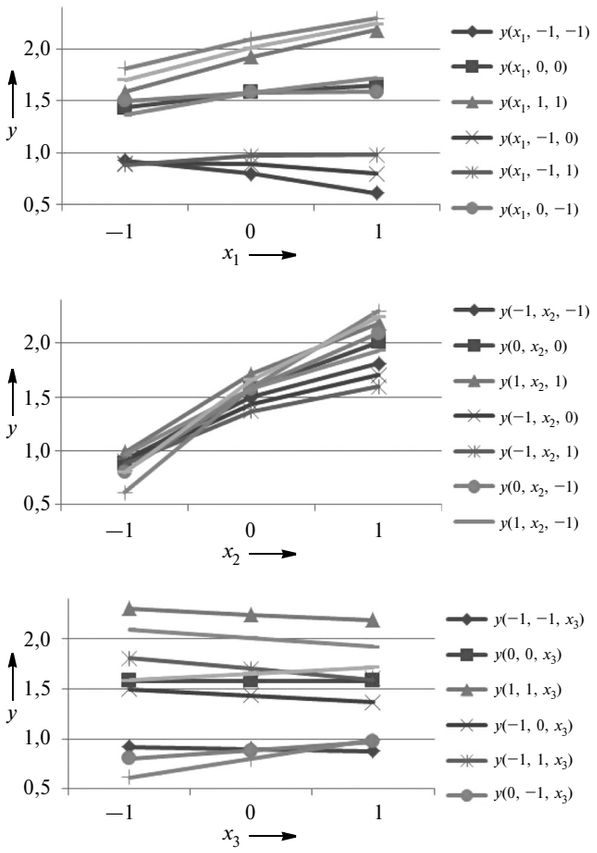


Рис. 4. Зависимости функции отклика от факторов $\hat{y} = f(x_1, x_2, x_3)$

По этой модели легко построить графики зависимостей функции отклика $\hat{y} = f(x_1, x_2, x_3)$ (рис. 4) и пе-

Таблица 2

№ опыта	Нормализованные значения факторов			Натуральные значения факторов			Выходная величина				Среднее значение выходной величины
	x_1	x_2	x_3	X_1	X_2	X_3	y_1	y_2	y_3	y_4	$\bar{y}$
1	−1	−1	−1	10	0,01	6	0,937	0,921	0,916	0,921	0,92375
2	1	−1	−1	14	0,01	6	0,604	0,622	0,608	0,62	0,6135
3	−1	1	−1	10	0,03	6	1,819	1,815	1,812	1,81	1,814
4	1	1	−1	14	0,03	6	2,298	2,304	2,3	2,297	2,29975
5	−1	−1	1	10	0,01	10	0,882	0,88	0,879	0,881	0,8805
6	1	−1	1	14	0,01	10	0,987	0,985	0,985	0,986	0,98575
7	−1	1	1	10	0,03	10	1,601	1,598	1,595	1,593	1,59675
8	1	1	1	14	0,03	10	2,186	2,181	2,186	2,185	2,1845
9	−1	0	0	10	0,02	8	1,408	1,42	1,434	1,45	1,428
10	1	0	0	14	0,02	8	1,664	1,66	1,655	1,649	1,657
11	0	−1	0	12	0,01	8	0,901	0,894	0,886	0,877	0,8895
12	0	1	0	12	0,03	8	2,008	2,004	2,008	2,005	2,00625
13	0	0	−1	12	0,02	6	1,583	1,582	1,581	1,581	1,58175
14	0	0	1	12	0,02	10	1,574	1,58	1,587	1,594	1,58375

рейти к натуральным значениям факторов x_1, x_2, x_3 — половине разностей максимального и минимального их значений, т.е. $X10 = \frac{X1_{max} + X1_{min}}{2}$; $X20 = \frac{X2_{max} + X2_{min}}{2}$ и $X30 = \frac{X3_{max} + X3_{min}}{2}$.

Значения разностей $\Delta_1 = X1_{max} - X10$; $\Delta_2 = X2_{max} - X20$; $\Delta_3 = X3_{max} - X30$ составляют соответственно 12; 00,2 и 8. Тогда математическая модель с натуральными значениями факторов, подсчитанными по известным формулам, будет иметь следующий вид:

$$\hat{y} = -26{,}505 + 0{,}011X_1 + 34{,}749X_2 - 0{,}0003X_1^2 - 331{,}328X_2^2 + 0{,}666X_1X_2 + 0{,}0007X_1X_3 - 0{,}517X_2X_3 - 0{,}02X_1X_2X_3.$$

Как видим, это уравнение регрессии получилось практически тем же, что и в процессе исследований.

Таким образом, рассмотренная выше методика, действительно, позволяет контролировать внутренние параметры аккумуляторов, соединенных в батарею. То есть авторам удалось достичь той цели, которую они ставили перед собой.

Литература

1. Способ определения параметров аккумуляторной батареи // Патент № 95100125. МПК H01M10/48. 1997. Бюл. № 22.
2. Устройство для централизованного контроля параметров // А.с. СССР № 962 864. МПК G 05 B 23/02. 1982. Бюл. № 36.
3. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники. Электрические цепи. Издание 9-е. — М.: Высшая школа, 1996. — 754 с.
4. Муращенко Д.Д. Планирование и организация эксперимента. Конспект лекций: учеб.-методич. Пособие. — М.: ГОУ ВПО МГУЛ, 2009. — 138 с.

УДК 629.113/115.003.13

СТАТИСТИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ЦИКЛОВОГО КПД АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ИХ РАЗГОНЕ

Канд. техн. наук **С.П. ПОЖИДАЕВ**
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины (+ 3805.246-40-65)

Определены средние значения и коэффициенты вариации индивидуальных значений циклового КПД брутто при разгоне некоторых моделей грузовых и легковых автомобилей.

Ключевые слова: *разгон автомобиля, цикловой КПД, удельная масса, статистическая устойчивость.*

Pozhydaiev S.P.

STATISTICAL STABILITY OF CYCLE EFFICIENCY CAR BY ITS ACCELERATION

Determine the mean and coefficient of variation of individual values of cyclic gross efficiency during acceleration of some models of trucks and cars.

Keywords: *acceleration of the vehicle, cycle efficiency, specific gravity, statistical stability.*

В предыдущей работе (см. "АП", 2015, № 10) автор предложил формулу для расчёта циклового КПД автомобиля при его разгоне:

$$\eta_{ц.р} = \frac{mv^2 10^{-3}}{2N_e t}, \quad (1)$$

где m — масса автомобиля, кг; v — конечная скорость разгона, м/с; N_e — эффективная мощность двигателя, кВт; t — время разгона, с. Однако у читателя может возникнуть вопрос: насколько статистически стабильны значения этого КПД у различных моделей автомобилей одной и той же марки? Ведь если такой стабильности нет, то применять среднее значение циклового КПД автомобилей того или иного типа для любого другого автомобиля, однотипного с существующим, очевидно, нельзя.

Чтобы ответить на этот вопрос, автор в качестве критерия статистической устойчивости принял значение коэффициента вариации индивидуальных значений циклового КПД брутто различных моделей автомобилей одной и той же марки и считает: если значения этого коэффициента не превосходят 5 %, то статистическая устойчивость — высокая; если они больше 5, но меньше 10 % — достаточная, а если превосходят 10, но меньше 15 % — удовлетворительная. Кроме того, он проанализировал и степень линейной корреляционной связи значений данного циклового КПД со значениями массы автомобиля m, удельной массы $m_{уд}$ (кг/кВт) и мощности N_e его двигателя. И если обнаруживалось, что такая связь существенна, проводил регрессионный анализ с построением линейного уравнения регрессии. При этом все статистические процедуры выполнялись согласно предписаниям работы [1], а табличные значения статистических критериев принимались на уровне значимости 5 %.

В ходе реализации этих соображений в качестве объектов исследования брались АТС конкретных фирм-производителей. Так, значения циклового КПД при разгоне автомобилей и автопоездов КамАЗ вычислялись по данным работы [2]. При этом было установлено: значения КПД существенно ($r = -0{,}785$) коррелируют только со значениями удельной массы $m_{уд}$ автомобилей (рис. 1), оценочное значение t-критерия равно 3,80 при критическом табличном, равном 2,26. Однако регрессия циклового КПД на удельную массу очень слаба, вследствие чего увеличение последней от

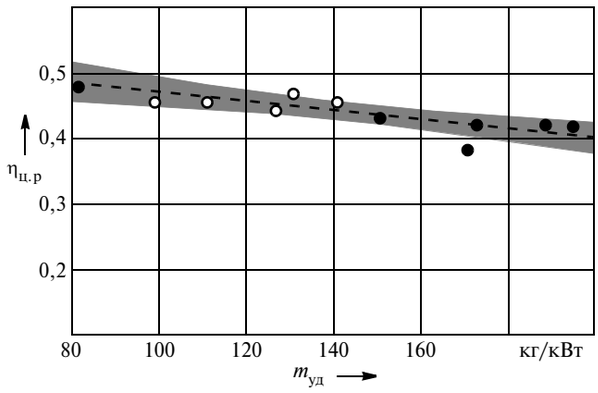


Рис. 1. Взаимосвязь циклового КПД и удельной массы автомобилей (светлые точки) и автопоездов (тёмные точки) КамАЗ ($r = -0{,}785$, $v = 6{,}9$ %, $\bar{\eta}_{ц.р} = 0{,}438$, $\bar{\eta}_{ц.р} = 0{,}528 - 0{,}00063m_{уд}$)

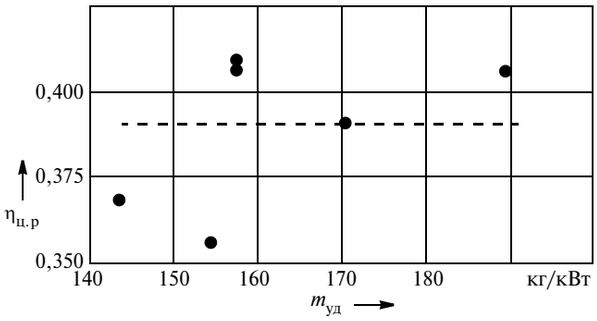


Рис. 2. Взаимосвязь циклового КПД и удельной массы тягачей МАЗ (r = 0,582, ν = 5,6 %, $\bar{\eta}_{ц.р}$ = 0,390, s = 0,022)

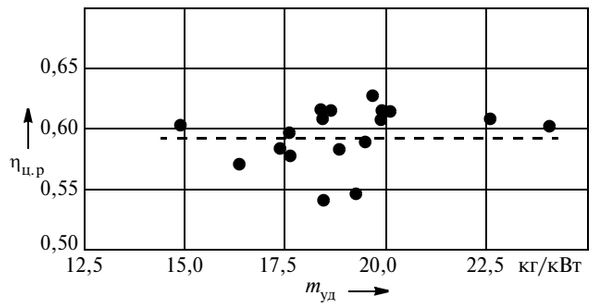


Рис. 3. Взаимосвязь циклового КПД и удельной массы переднеприводных автомобилей ВАЗ (r = 0,23, ν = 4,1 %, $\bar{\eta}_{ц.р}$ = 0,594, s = 0,025)

80 до 200 кг/кВт мало влияет на математическое ожидание циклового КПД, уменьшая его от 0,48 до 0,40. Коэффициент вариации ν индивидуальных значений циклового КПД равен 6,9 %, что свидетельствует о достаточной статистической его устойчивости. Это дает право применять для всех автомобилей КамАЗ одно и то же его значение, равное среднему арифметическому, т.е. 0,438.

Выборка из отдельных автопоездов МАЗ состояла из шести их моделей, данные которых приведены в работе [3].

Расчёты показали, что эти АТС не имеют (рис. 2) существенной корреляционной связи со значениями их массы, мощности их двигателей или удельной массы. Коэффициент вариации отдельных значений данного КПД в выборке равен 5,6 %. Это свидетельствует о достаточной его статистической устойчивости и у продукции МАЗа, что тоже позволяет при расчётах использовать его среднее значение (0,390).

На рис. 3 представлены значения циклового КПД при разгоне 18 переднеприводных автомобилей ВАЗ ("Гранта", "Калина", "Приора" и "Ларгус") [4]. Их корреляция со значениями массы и удельной массы автомобиля, а также мощности двигателя несущественна. Все значения циклового КПД находятся в интервале значений от 0,54 до 0,63, коэффициент вариации очень мал (4,1 %), что свидетельствует о высокой статистической устойчивости этого КПД. Значит, при расчётах в отношении к ним следует использовать среднее значение циклового КПД, равное 0,594.

У 17 моделей заднеприводных легковых автомобилей "Мерседес-Бенц" линейная корреляция циклового КПД существенна только со значениями удельной массы (r = +0,948) при оценочном значении t-критерия, равном 11,6 (против критического 2,13). Причем регрессия оказывает заметное влияние на значения циклового КПД, математическое ожидание которого изменяется от 0,47 до 0,75 (рис. 4). Среднее значение КПД равно 0,589, коэффициент вариации отдельных значений — 13,6 %, что соответствует удовлетворительной статистической устойчивости.

У 11 моделей полноприводных автомобилей "БМВ X1" корреляция значений циклового КПД со значениями массы автомобиля или мощности двигателя несущественна, все значения КПД находятся в интервале от 0,60 до 0,67, их среднее арифметическое значение равно 0,645 при коэффициенте вариации 3,4 %, что свидетельствует о высокой статистической устойчивости данного КПД.

На рис. 5 представлены значения циклового КПД при разгоне 14 моделей переднеприводных легковых автомобилей "Альфа Ромео". Здесь существенная корреляция наблюдается со значениями как мощности двигателя (r = −0,780), так и удельной массы автомо-

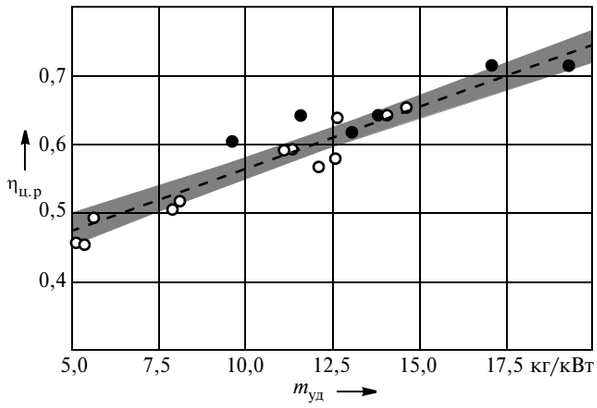


Рис. 4. Взаимосвязь циклового КПД и удельной массы заднеприводных легковых автомобилей "Мерседес-Бенц", оснащенных бензиновым двигателем (светлые точки) и дизелем (тёмные точки) (r = 0,948, ν = 13,6 %, $\bar{\eta}_{ц.р}$ = 0,589, $\bar{\eta}_{ц.р}$ = 0,378 + 0,0186 $m_{уд}$, s = 0,080)

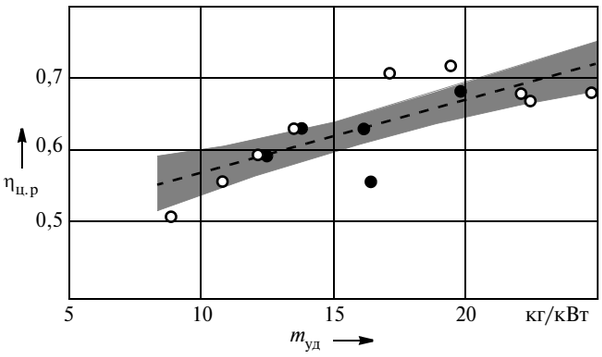


Рис. 5. Взаимосвязь циклового КПД и удельной массы переднеприводных автомобилей "Альфа Ромео", оснащенных бензиновым двигателем (светлые точки) и дизелем (тёмные точки) (r = 0,786, ν = 9,4 %, $\bar{\eta}_{ц.р}$ = 0,629, $\bar{\eta}_{ц.р}$ = 0,468 + 0,010 $m_{уд}$, s = 0,059)

av1115.fm Page 24 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

биля (r = 0,786): оценочные значения t-критерия превышают 4,40 при критическом 2,18. Так, при увеличении удельной массы от 9 до 25 кг/кВт математическое ожидание циклового КПД возрастает от 0,56 до 0,72. Среднее значение этого КПД равно 0,629, коэффициент вариации отдельных значений КПД — 9,4 %, что дает право считать его статистическую устойчивость достаточной.

При расчётах данных КПД наибольшие их индивидуальные значения составили: у "Мерседес-Бенц" — 0,719, "Альфа Ромео" — 0,709, "БМВ Х1" — 0,671, ВАЗ — 0,629, КамАЗ — 0,477 и МАЗ — 0,406. У всех исследованных АТС, несмотря на некоторые различия, статистическая устойчивость их цикловых КПД находится на вполне приемлемых уровнях. То есть при расчётах можно использовать средние значения этого КПД.

Таким образом установлено, что среднее арифметическое значение циклового КПД брутто при разгоне у седельных тягачей МАЗ составляет 0,390, у автомобилей и автопоездов КамАЗ — 0,438, у легковых автомобилей "Мерседес-Бенц" — 0,589, ВАЗ — 0,594, "Альфа Ромео" — 0,629 и "БМВ Х1" — 0,645, а коэффициент вариации индивидуальных значений этого КПД тех же автомобилей равен соответственно 5,6; 6,9; 13,6; 4,1; 9,4 и 3,4 %. Это позволяет при проведении расчётов применять для всех моделей каждой из упомянутых выше марок автомобилей одно и то же (среднее арифметическое для каждой марки) значение циклового КПД брутто автомобиля при его разгоне.

В заключение стоит рассмотреть такой факт: в работе [2] сообщается о том, что, по данным журнала "Ластауто омнибус", время t разгона до 60 км/ч автопоезда "Скания R164LA480" (полная масса — 40 т, мощность двигателя — 353 кВт, или 480 л.с.), равно 20,0 с. Если эти значения подставить в формулу 1, то окажется, что цикловой КПД при разгоне этого автопоезда равен 0,787, что сомнительно. Ведь даже если принять его равным среднему значению циклового КПД легковых автомобилей "Мерседес-Бенц" (0,589), то время t разгона составит 26,7 с. Так что в упомянутом журнале, по-видимому, допущена ошибка.

Литература

1. Закс Л. Статистическое оценивание. — М.: Статистика, 1976. — 598 с.
2. Карабцев В.С., Валеев Д.Х. Расчётная оценка динамических характеристик грузовых АТС // Автомобильная промышленность. 2004. № 2. С. 7...9.
3. Проскурин А.И. Теория автомобиля. Примеры и задачи. Ростов на Дону: Феникс, 2006. — 200 с.
4. Автомобили мира. М.: Третий Рим, 2013. — 224 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.114.2.001.57

КРИТЕРИИ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДОВ, ПЕРЕВОЗЯЩИХ ЖИДКИЕ ГРУЗЫ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ

Д-р техн. наук **А.А. ШЕРМУХАМЕДОВ**, канд. техн. наук **А.М. БАБОЕВ**
ТАДИ (+ 998.93. 183-02-58)

Рассмотрены вопросы определения критической скорости движения седельного автопоезда, перевозящего жидкие грузы в горных условиях.

Ключевые слова: *седельный автопоезд, критическая скорость, режим движения, устойчивость, горные условия, жидкий груз, безопасность движения, эффективность перевозки, опасный груз.*

Shermukhamedov A.A., Baboev A.M.

CRITERIA OF STABILITY MOVEMENT OF THE TRACTOR TRAILERS TRANSPORTING LIQUID CARGOES IN MOUNTAIN CONDITIONS

The questions of definition of critical speed of movement of the tractor train transporting liquid cargoes in mountain conditions are considered.

Keywords: *tractor trailer, critical speed, driving mode, stability, mountain driving conditions, liquid consignment, traffic safety, transportation efficiency, dangerous cargo.*

В горных условиях движение, в принципе, любого автотранспортного средства не может быть прямолинейным. В том числе, естественно, и движение седельных автопоездов, перевозящих жидкие грузы. И для них — это особенно опасные условия, поскольку такие грузы смещаются в сторону, противоположную повороту, и создают дополнительный опрокидывающий момент. Кроме того, такие моменты возникают при торможении и разгоне автопоезда. И определение так называемых критических скоростей, при которых автопоезд может опрокинуться, является одной из важнейших задач разработчиков автопоездов. И, надо сказать, достигнуто здесь многое. Однако многое остаётся и не очень понятным. Поэтому любой шаг, сделанный в данном направлении, можно только приветствовать.

Такой шаг попытались сделать и авторы этой статьи. С этой целью они рассмотрели седельный автопоезд, состоящий из двух подсистем, тягача "Исузу EXZ 51K" и полуприцепа "Истамбул Фрейхауф" (рис. 1), а затем, используя проекции действующих на него сил и моментов сил относительно его осей, получили систему из 28 дифференциальных уравнений, описывающих его движение в любых условиях. Эти уравнения, если их рассматривать совместно с начальными и граничными условиями, представляют собой математическую модель процесса движения седельного автопоезда, позволяющую рассчитать основные параметры, которые дают возможность оценить устойчивое его дви-

av1115.fm Page 25 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

жение. В том числе такие, как силы реакции колёс и сцепного устройства, боковая сила реакции сцепного устройства, продольная сила инерции, действующая на сцепное устройство. Именно с их помощью можно определить две критические скорости: ту, после достижения которой тягач и прицеп должны опрокинуться ($v_{кр_{опр}}$) и ту, после достижения которой должен произойти их занос ($v_{кр_з}$). Причём для двух состояний автопоезда: при его движении с цистерной, заполненной жидким грузом, в этом случае динамическое воздействие жидкого груза на стенки цистерны не учитывается; цистерной, частично заполненной жидким грузом, в этом случае динамическое воздействие жидкого груза на стенки цистерны учитывается. Учитывая, что все нефтепродукты перевозятся в частично заполненном состоянии цистерны, можно еще раз подчеркнуть важность данных исследований. При этом рассчитываются суммарные силы $F_з$ и силы $F_{опр}$, препятствующие тому и другому. Значения сил опрокидывания с учетом и без учета динамического воздействия жидкого груза на стенки цистерны, описываются следующими уравнениями.

Для полуприцепа:

$$F_{опр} = \left(m_p g \frac{B}{2} \cos\beta + m_p g \sin\beta \cdot h_g - \right.$$

$$\left. - \frac{m_p \vartheta^2}{r} h_{gp} - N_k h_c - R_k \frac{B_t}{2} - \right.$$

$$\left. - P_n h_{gp} \right) / B_t, \quad F_{опр} \geq 0;$$

$$F_з = \frac{m_p \vartheta^2}{r} + C_n - H_k -$$

$$- m_p g \sin\beta - \Sigma R \varphi_2, \quad F_з \geq 0.$$

Для тягача:

$$F_{опр} = \left(m_t g \frac{B}{2} \cos\beta + m_t g \sin\beta \cdot h_{gt} - \right.$$

$$\left. - \frac{m_p \vartheta^2}{2} h_{gt} + N_k h_c - R_k \frac{B_p}{2} \right) / B_p,$$

$$F_{опр} \geq 0,$$

$$F_з = \frac{m_t \vartheta^2}{r} + H_k -$$

$$- m_t g \sin\beta - \Sigma R \varphi_2, \quad F_з \geq 0.$$

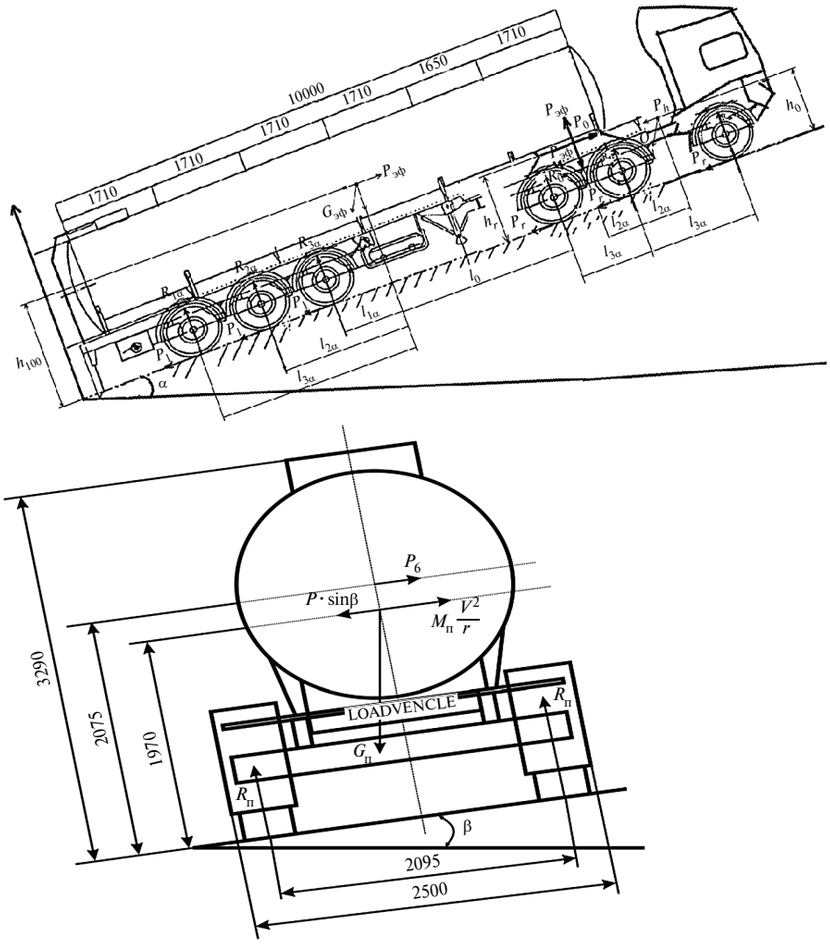


Рис. 1. Схема седельного тягача с полуприцепом-цистерной

В этих уравнениях: R — сила реакции колес; R_k — сила реакции сцепного устройства, N_k — боковая сила реакции сцепного устройства, m_p — полная масса полуприцепа, m_t — полная масса тягача, h_{gp} — высота центра тяжести полуприцепа, h_{gt} — высота центра тяжести, h_c — высота сцепного устройства, ϑ — скорость автопоезда, r — радиус поворота, β — угол поперечного уклона дороги, B_t — колея тягача, B_p — колея полуприцепа, g — ускорение свободного падения, $g = 9{,}8$ м/с^2, φ_2 — поперечный коэффициент сцепления, P_n — поперечное динамическое воздействие жидкого груза на стенки цистерны. Параметры, входящие в эти формулы, определяются, как видим, в зависимости от угла β подъема и радиуса r поворота. При этом были приняты следующие параметры: $m_t = 8950$ кг; $h_{gt} = 0{,}975$ м; $B_t = 2{,}032$ м; $m_p = 30\,500$ кг; $g = 9{,}8$ м/с^2; $h_{gp} = 1{,}97$ м; $h_c = 1{,}4$ м; $l_2 = 2{,}65$ м; $l_1 = 3{,}65$ м; $\beta = 0{,}03$ рад; $B_p = 2{,}095$ м; $\varphi_2 = 0{,}7$.

Для решения математической модели движения автопоезда была разработана методика её численного расчёта в среде программного комплекса MatLab Simulink, блок-схема которой приведена на рис. 2, потому что авторы согласны с положениями работ [1, 2], которые гласят, что данная методика даёт возможность определить те скорости движения АТС, перевозящих жидкие грузы, при превышении которых устойчивое и безопасное их движение становится невозможным.

Рассмотрев комплексное влияние таких параметров, как угол β подъема, радиус r поворота, ускорение

av1115.fm Page 26 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

(замедление) $j_{гр}$ груза по приведённым выше формулам (математической модели), можно определить критическую скорость движения автопоезда при любых дорожных условиях. И что это действительно так, можно показать на конкретных примерах. Скажем, с помощью рис. 2, на котором приведены результаты решения математической модели автопоезда, перевозящего жидкий груз при изменении радиуса *r* поворота и угла β продольного уклона дороги.

Так, на рис. 2, *а* показана зависимость $F(v_a)$ для автопоезда с учетом динамического воздействия жидкого груза при 95 % заполнении цистерны, *r* = 50 м и β = 3 %, на рис. 2, *б* — без учета динамического воздействия жидкого груза, на рис. 2, *в* и *г* — та же зависимость, но при *r* = 200 м и β = 7 %. Как видим, наличие частично заполненного жидкого груза снижает критические скорости опрокидывания и заноса

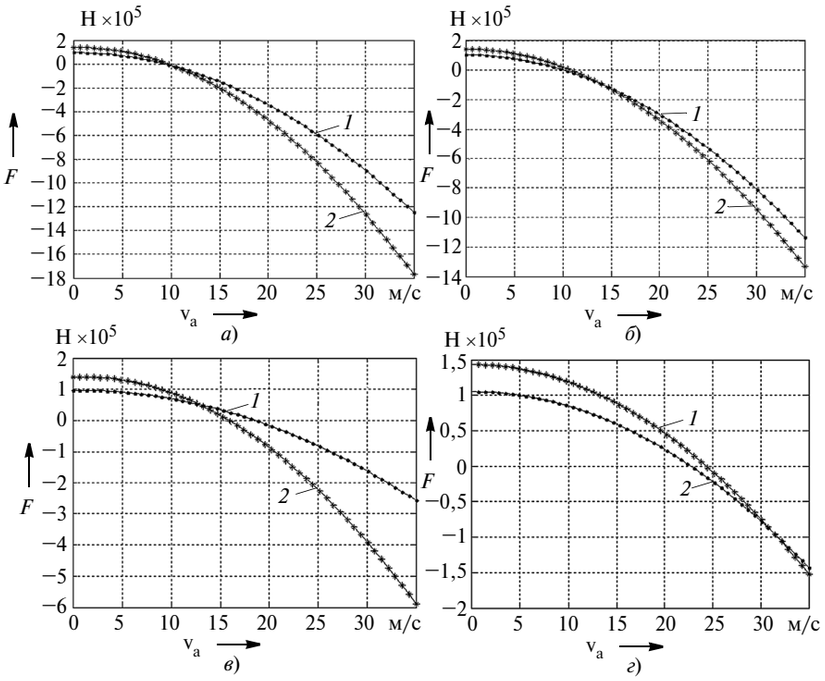


Рис. 2. Связь между критическими скоростями опрокидывания (1) и заноса (2) автопоезда со скоростью его движения (а — r = 50 м и β = 3 % с учетом динамического воздействия жидкого груза; б — r = 50 м и β = 3 % без учета динамического воздействия жидкого груза; в — r = 200 м и β = 7 % с учетом динамического воздействия жидкого груза; г — r = 200 м и β = 7 % без учета динамического воздействия жидкого груза)

Радиус поворота, м	Уклон, %	Критическая скорость, м/с	
		без учета динамического воздействия жидкости	с учетом динамического воздействия жидкости
500	0	32,6	30,2
500	2	32,4	30,1
500	5	31,8	29,2
500	7	31,0	28,8
200	0	23,7	17,3
200	2	22,9	15,9
200	5	22,9	15,9
200	7	22,7	15,6
150	0	19,5	14,5
150	2	19,5	14,5
150	5	19,4	14,3
150	7	19,4	14,1
100	0	13,0	12,1
100	2	12,9	12,0
100	5	12,7	11,8
100	7	12,6	11,6
50	0	10,6	9,8
50	2	10,4	9,7
50	5	10,4	9,5
50	7	10,3	9,3

полуприцепа рассматриваемого автопоезда. И чем меньше *r* и больше β, тем больше вероятности того и другого. Но особенно сильно влияет угол β. Например, с учётом динамического воздействии жидкости критическая скорость при *r* = 0 и β = 0 (см. таблицу) на 7,4 %, а при *r* = 500 м и β = 7 % — на 30,6 %. Однако эта зависимость не подчиняется линейному закону. Скажем, при *r* = 50 м и β = 0 критическая скорость опрокидывания заполненного жидкостью автопоезда составляет 10,6 м/с (31,6 км/ч), при β = 7 % — 10,3 м/с (37 км/ч), а автопоезда, цистерна которого частично заполнена жидкостью, — соответственно 9,8 и 9,3 м/с (34,6 и 33,5 км/ч). То есть она меняется всего лишь на 5 %. В общем же влияние угла дорожного наклона, как видно из таблицы, существенно меньше влияния изменения радиуса *r* поворота. Так, увеличение в 10 раз радиуса *r* поворота влечёт за собой повышение критической скорости всего в 3 раза, а изменение угла наклона от нуля до 7 % уменьшает критическую скорость на 0,5...4,2 %.

Наличие частично заполненного жидкого груза снижает значение критической скорости ещё сильнее. Например, при *r* = 500 м (близкого к прямолинейному) это снижение составляет 7...8 %, а при *r*, равном 50...200 м, оно находится в диапазоне 8...31 %. Чего нельзя не учитывать. Так что предлагаемая авторами методика, безусловно, нужная. Она позволяет определить критическую скорость автопоезда, перевозящего жидкий груз, для конкретных дорожных условий, в том числе условий горных. И тем самым — предотвратить связанные с этими условиями ДТП.

Литература

1. Межгосударственный ГОСТ 52302—2004 Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. М.: ИПК Издательство стандартов, 2005. — 28 с.
2. Правила ЕЭК ООН № 111. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения автоцистерн категорий N и O в отношении их устойчивости к опрокидыванию, Женева, 28 декабрь 2000 г. — 31 с.

УДК 05.22.10

ТЮНИНГ СИСТЕМЫ ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ

А.С. РЕШЕНКИН, **Е.А. ДУБОВИК**
Донской ГТУ (+7.863.273-85-11)

Рассмотрены направления тюнинга системы отработавших газов.
Ключевые слова: *автомобиль, тюнинг, модернизация, система, отработавшие газы.*

Reshenkin A.S., Dubovik E.A.
THE TUNING OF THE EXHAUST SYSTEM

The branches of tuning of exhaust system are considered.
Keywords: *car, tuning, upgrading, system, exhaust gases.*

Тюнингованый автомобиль в западном понимании — машина, сделанная под конкретного владельца, т.е. с учетом всех его запросов. При этом тюнинг можно разделить на несколько "ступеней". Первая из них, самая простая, — внешняя отделка автомобиля. К ней относится установка спойлеров, усиливающих прижим автомобиля к дороге, и дополнительных воздухозаборников для охлаждения тормозов. Вторая связана с незначительными техническими изменениями конструкции. Например, "настройка" системы выпуска отработавших газов, позволяющая "поднять" мощность двигателя без каких либо его серьёзных переделок.

Третья "ступень" — такие изменения агрегатов и узлов автомобиля, которые требуют научных расчётов или, по крайней мере, — практического опыта (наиболее популярен вариант — придание обычному легковому автомобилю свойств автомобиля спортивного). Например, установка коробки передач с изменёнными передаточными числами, замена редукторов и т.п. Четвёртая "ступень" — оснащение автомобилей сверхмощными и сверхлёгкими двигателями, коробками передач с рекордными характеристиками, применение лёгких прочных сплавов, композитов, углепластиков.

Эти "ступени", естественно, могут сочетаться, "накладываться" друг на друга, что требует от того, кто занимается тюнингом, глубоких знаний, большого опыта и изобретательности. Возьмём, к примеру, ту же систему глушения шума отработавших газов ДВС. Здесь основной трудностью является размещение глушителя больших размеров. Обычно она решается "обходным" путём — установкой на автомобиль нескольких (до трех) последовательно соединенных глушителей небольших размеров. Однако такое решение порождает свою проблему — необходимость минимизации сопротивления движению отработавших газов, т.е. потери мощности двигателя.

Кроме того, нужно иметь в виду, что для уменьшения количества токсичных компонентов в отработавших газах в выпускной тракт современных автомобилей устанавливается каталитический нейтрализатор, из-за которого сопротивление выпускного тракта неизбежно возрастает. Так что с числом последовательно устанавливаемых небольших глушителей много не "поиграешь", если не хочешь снизить его мощность и топливную экономичность. Отсюда вывод: занявшись его тюнингом, выпускной тракт ДВС необходимо ограничивать так, чтобы он при осуществлении возложенных на него основных функций способствовал более полной очистке камер сгорания двигателя от остаточных газов и более полному наполнению цилиндров свежим зарядом.

Такой вывод хорошо известен разработчикам ДВС. Более того, они уже предложили много способов организации движения потока отработавших газов на участке от выпускных клапанов ДВС до входа в турбину его турбокомпрессора — это системы постоянного давления, импульсные, импульсные с преобразователями импульсов и эжекционные однотрубные. Правда, системы постоянного давления из-за имеющихся серьезных недостатков на автомобильных двигателях практически не применяются, поэтому останавливаться на них смысла нет. Импульсные же и импульсные с преобразователями импульсов, наоборот, распространение получили, поэтому их и рассмотрим.

Характерная особенность любых систем выпуска отработавших газов — их колебательное движение, в результате которого образуются волны давления. Причина тому — очевидна: цикличность рабочего процесса поршневого ДВС. Благодаря появлению в момент начала открытия выпускного клапана (предварительный выпуск) большой разности давлений газа в цилиндре и выпускном тракте из цилиндра выходит значительное количество газов. Таким образом создается распространяющаяся со скоростью звука волна давления, которая, отражаясь от стенок выпускного трубопровода, при определенных обстоятельствах может воспрепятствовать дальнейшему вытеканию газа из цилиндра. Последующая очистка цилиндра от остаточных газов в этом случае, очевидно, может осуществляться лишь за счет выталкивающего действия поршня, следовательно, их количество, остающееся в камере сгорания от предыдущего цикла, будет большим, что, безусловно, отрицательно скажется на последующем наполнении цилиндра свежим зарядом и, соответственно, на мощности, экономичности и экологических показателях двигателя.

Но избавиться от этих неприятностей можно, если настроить выпускную систему так, чтобы к концу процесса выпуска, т.е. в фазе перекрытия клапанов, за выпускным клапаном при прохождении волны давления образовалась волна разрежения. Для этого достаточно подобрать длину и площадь сечения выпускного трубопровода. Причём на начальном этапе работ эти параметры могут быть определены расчетным методом и приемами, известными из теории планирования эксперимента, а затем уточнены экспериментально, в стендовых условиях, как и в практике конструирования выпускных систем. Однако при этом надо иметь в виду, что чем больше цилиндров объединяет один выпускной трубопровод, тем меньше возникающая в трубопроводе результирующая амплитуда давления, поскольку отдельные волны накладываются и "гасят" друг друга. Тем самым уменьшая эффективность работы выпускной системы. Поэтому её выполняют в виде нескольких расположенных веером (один над другим) трубопроводов, каждый из которых соединён не более чем с тремя цилиндрами, а потоки газа из этих цилиндров объединяются трубопроводами так, чтобы обеспечить чередование выпусков газа в каж-

av1115.fm Page 28 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

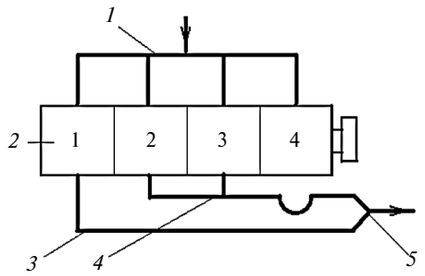


Рис. 1. Схема расположения выпускных трубопроводов четырехцилиндрового рядного двигателя:

1 — впускной коллектор; *2* — блок цилиндров; *3* — выпускной трубопровод цилиндров 1 и 4; *4* — выпускной трубопровод цилиндров 2 и 3; *5* — Y-образная труба

дый трубопровод с максимально возможными интервалами. При этом желательно, чтобы длина выпускных трубопроводов была одинаковой.

Выполнить перечисленные условия сложно — этому мешает ограниченность объема моторного отсека автомобиля. Но возможно, если, например, предусмотреть веерообразное расположение выпускных трубопроводов (один над другим).

Это что касается импульсной выпускной системы. В импульсной системе с преобразователем импульсов трубопроводы, объединяющие выпуск из двух или трех цилиндров, объединяют в одну, т.е. они переходят в выполняющую преобразование импульсов трубу. Такая система несколько проигрывает классической импульсной системе по габаритным показателям, но с точки зрения КПД турбокомпрессора и ресурса турбины она, безусловно, лучше.

В двигателях с турбонаддувом выход Y-образной трубы располагают перед входом в турбину, а в двигателях без наддува — перед трубопроводом, идущим к глушителю. Длина Y-образной трубы оказывает значительное влияние на характеристику мощности двигателя. Подбирая длину этой трубы, можно существенно увеличить максимальную мощность двигателя. Поэтому подбирать длину, при которой двигатель развивает максимальную мощность, можно только на испытательном стенде: это позволяет учесть конкретные конструктивные особенности системы впуска и фазы газораспределения, обусловленные профилем кулачков установленного на двигателе распределительного вала.

Далее. В однорядных четырёхцилиндровых двигателях интервалы между вспышками в последовательно работающих цилиндрах составляют 180° п.к.в. и возможны два порядка работы цилиндров: 1—3—4—2 и 1—2—4—3. Следовательно, при наличии четырёх выпускных каналов одним выпускным трубопроводом нужно объединить цилиндры 1 и 4, а также цилиндры 2 и 3. В этом случае будет обеспечена равномерность чередования выпусков газа в один трубопровод с максимально возможным интервалом, равным 360° п.к.в. (рис. 1).

Но у некоторых четырехцилиндровых двигателей (например, у белорусского Д-243) оба средних выпускных канала объединены (для цилиндров 2 и 3) уже в головке цилиндров. При такой конструкции каналов достигнуть правильного согласования достаточно трудно, но получить хорошие результаты при наличии Y-образной выпускной трубы для цилиндров 1 и 4 и общей трубы для цилиндров 2 и 3 вполне возможно. Необходимо лишь обеспечить, чтобы общая для цилиндров 2 и 3 труба до места её объединения с Y-образной трубой имела примерно такой же объем, что и последняя. (То же самое можно сказать и о выпускных каналах некоторых английских двигателей — MGB, Mini и др.)

В однорядных шестицилиндровых двигателях порядок работы цилиндров, как правило, такой: 1—5—3—6—2—4. Но в двигателях фирмы "Ауди" и некоторых двигателях "Даймлер-Бенц" он другой: 1—4—3—6—2—5. Причём и в первом и во втором случаях вспышки следуют равномерно, с интервалом 120° п.к.в.

Тюнинговое решение здесь одно и то же: применение двух расположенных веером выпускных трубопроводов. Один из них объединяет цилиндры 1 и 3, а другой — соответственно цилиндры 4 и 6, в результате выпуски газа в один трубопровод будут чередоваться равномерно, с интервалом 240° п.к.в. (Схема расположения выпускных трубопроводов показана на рис. 2.)

Очевидно, что для V-образных и оппозитных (с углом развала блоков цилиндров 180°) 12-цилиндровых двигателей, имеющих коленчатый вал с равномерной продольно-симметричной схемой расположения кривошипов, объединение потоков газа выпускными трубопроводами на каждом блоке цилиндров можно выполнять аналогичным образом. А вот с V-образными восьмицилиндровыми двигателями, имеющими крестообразную (несимметричную) схему расположения кривошипов коленчатого вала, гораздо сложнее. При такой схеме последовательность работы цилиндров в левом и правом блоках цилиндров неодинаковая, в связи с чем эти двигатели нельзя рассматривать как два однорядных четырехцилиндровых. (Иногда из-за недостатка места в моторном отсеке автомобиля таким обстоятельством пренебрегают, что снижает эффективность выпускной системы.)

Однако оптимальная настройка выпускной системы возможна и в этом случае: трубопровод от цилин-

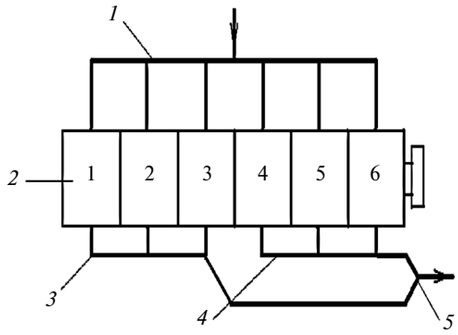


Рис. 2. Схема расположения выпускных трубопроводов шестицилиндрового рядного двигателя:

1 — впускной коллектор; *2* — блок цилиндров; *3* — выпускной трубопровод цилиндров 1, 2 и 3; *4* — выпускной трубопровод цилиндров 4, 5 и 6; *5* — Y-образная труба

av1115.fm Page 29 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

дра одного блока необходимо направлять к цилиндру другого блока так, чтобы после их объединения выпуск каждого из двух цилиндров в общий для них трубопровод происходил через равные и по возможности максимальные интервалы времени.

Допустим, что такой двигатель имеет наиболее часто встречающийся на практике порядок работы цилиндров, приведённый в таблице, а интервалы между вспышками в цилиндрах составляют 90° п.к.в. Тогда при теоретическом рассмотрении для выпуска в один трубопровод цилиндры следует попарно объединить следующим образом: 1Л—2П, 2Л—4П, 3Л—1П и 4Л—3П. В этом случае выпуски отработавших газов в один трубопровод будут следовать равномерно с интервалом 360° п.к.в. (Такая схема показана на рис. 3.) Однако намного проще поступить следующим образом: настройку выпускной системы для V-образного восьмицилиндрового двигателя с плоским коленчатым валом и равномерной продольно-симметричной схемой расположения кривошипов выполнить как у двух однорядных четырёхцилиндровых двигателей. Причём настроить выпускную систему отдельно для каждого блока цилиндров, как это сделано у двигателей гоночных автомобилей (например, "Форд Косворт V8").

Особый интерес представляет выпускная система пятицилиндровых двигателей, которую, например, "Фольксваген" устанавливает на микроавтобусы "Каравелла" и "Транспортер", а принадлежащая ему "Ауди" — на некоторые легковые автомобили. Порядок работы цилиндров этих двигателей: 1—2—4—5—3, т.е. вспышки в них следуют с интервалом 144° п.к.в. В этом случае цилиндры 1 и 4, 2 и 3 можно попарно объединить, обеспечив минимальный интервал между последовательными выпусками в один трубопровод, равный 288° п.к.в., выпуск из цилиндра 5 осуществить в отдельную трубу уменьшенного сечения и объединить эти трубы в одну, по которой отработавшие газы следуют в глушитель. Такая настройка выпускных трубопроводов, т.е. настройка путем подбора их длины, позволяет увеличить коэффициент наполнения цилиндров практически во всем диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала. При этом повышение мощности двигателя на номинальном режиме может достигать 6 %.

Нельзя не рассмотреть и эжекционную однотрубную выпускную систему, которая, как показывает опыт, может с успехом применяться на четырех-, шести- и восьмицилиндровых двигателях как с наддувом, так и без наддува, поскольку удовлетворяет практически всем требованиям, изложенным выше. Причём выполнять её можно не по одной, а по двум схемам (рис. 4).

Работает эта система следующим образом. Поток отработавших газов по выпускному патрубку *1* поступает в однотрубный выпускной коллектор *2*. При этом выпускные патрубки и выпускной коллектор начинают играть роль последовательно установленных эжекторов. Благодаря этому у двигателя с турбонаддувом во время перекрытия клапанов давление в выпускных патрубках снижается, т.е. становится меньше давления перед турбиной, что при правильно подобранных фазах газораспределения позволяет улучшить очистку цилиндров и их наполнение, а значит, сказывается на мощностную и экономическую характеристики двигателя.

Блок цилиндров двигателя	Номер цилиндра в блоке							
Левый (Л)	1		4	2		3		
Правый (П)		1			2		3	4

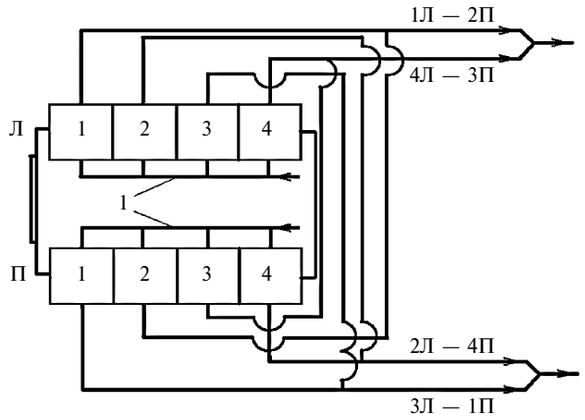


Рис. 3. Схема расположения выпускных трубопроводов V-образного шестицилиндрового двигателя с крестообразной схемой расположения кривошипов коленчатого вала:

1 — впускные коллекторы; Л — левый блок цилиндров; П — правый блок цилиндров; 1, 2, 3, 4 — номер цилиндра в блоке

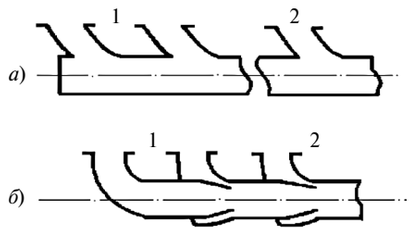


Рис. 4. Варианты схемы возможного исполнения эжекционной однотрубной выпускной системы:

1 — выпускной патрубок; *2* — выпускной коллектор

Например, замена штатной импульсной системы одноблочного дизеля 6ЧН12/14 с турбокомпрессором ТКР-8,5 эжекционной однотрубной выпускной системой при работе на повышенных нагрузках позволила уменьшить его удельный эффективный расход топлива на 7...8 г/(кВт · ч), а при работе на малых нагрузках — на 4 г(кВт · ч). И хотя расход воздуха через двигатель и температура отработавших газов перед турбиной практически не изменяются, давление наддува возрастает на 0,015...0,020 МПа, средняя температура отработавших газов в выпускных патрубках уменьшается на 10...15 К, а давление в них во время перекрытия клапанов на протяжении 50...100° п.к.в. оказывается на 0,005...0,050 МПа ниже давления во впускном коллекторе. И для двигателя без наддува картина та же: давление в выпускных патрубках во время перекрытия клапанов становится ниже атмосферного. Благодаря этому так же, как и у двигателя с наддувом, улуч-

av1115.fm Page 30 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

шается очистка и цилиндров и их наполнение. Немаловажно и то, что эжекционная однотрубная система имеет гораздо меньшие, чем у классической импульсной выпускной системы габаритные размеры. Наконец, она повышает КПД турбокомпрессора и увеличивает ресурс турбины. Однако следует иметь в виду, что настраивать её следует вместе с настройкой впускного тракта: при правильно подобранных параметрах обеих систем можно добиться не просто эффективного наполнения цилиндров свежим зарядом, но и получить значение η_V наполнения, превышающее единицу.

Кроме того, такая настройка систем впуска дизелей с наддувом позволяет улучшить их приёмистость. Для этого достаточно обе системы соединить трубопроводами с подпружиненными клапанами. Тогда при увеличении разности давлений наддувочного воздуха и отработавших газов выше заданного пружиной значения этот клапан открывается и пропускает часть наддувочного воздуха на вход турбины. Что улучшает разгонную рабочую характеристику двигателя при его работе на частичных нагрузках. При выходе же двигателя на номинальную мощность разность давлений уменьшается, перепускной клапан закроется.

Как видим, эффективный тюнинг выпускной системы ДВС вполне реален и, в общем-то, не очень трудоёмок, но, безусловно, полезный.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.3.032.434

ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ФОРМА ЯЧЕЕК БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВКЛАДЫШЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ СТАРТЕРОВ И ИХ ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Канд. техн. наук **А.А. АЛИЕВ**
НИИАЭ (495. 365-25-58)

Приводятся результаты исследования процессов накатки ячеек на биметаллической ленте, отжига, спекания смазки в ячейках и влияние геометрической формы ячеек на износостойкость выполненных из этой ленты вкладышей стартеров.

Ключевые слова: *биметаллическая лента, вкладыш, ячейка, стартер, смазка, отжиг, спекание.*

Aliev A.A.

GEOMETRIC SHAPE OF THE CELLS OF BIMETALLIC LINERS AUTOMOTIVE STARTERS AND THEIR DURABILITY

The results of research of processes of rolling of cells on the bimetallic strip, annealing, sintering, the lubricant in the cells and the effect of the geometric shape of the cells on the wear resistance made on this tape inserts starters are given.

Keywords: *bimetallic strip, inserts, cell, starter, lubricant, annealing, sintering.*

Биметаллическая лента, из которой были изготовлены вкладыши шестерён привода электростартеров, состоит из двух слоёв — активного из оловянистой латуни ЛО90-1 и пассивного из стали 08кп. Она была разработана нами совместно со специалистами ЗАО "Трубопрофиль" института "Цветметобработка", а изготовлена ЗАО "Аметист-М". Технология её изготовления — холодная плакировка с промежуточными межоперационными неполными (при $T = 923...973$ К, или 650...700 °С) отжигами в защитной атмосфере. Она имела размеры (толщина × ширина) 0,9 × 54 и 0,75 × 54 мм. При этом в случае толщины, равной 0,9 мм, на толщину активного слоя приходится 0,4, пассивного — 0,5 мм, а при толщине 0,75 мм — 0,35 и 0,40 мм соответственно. На биметаллическую ленту разработаны технические условия ТУ48-21-11БМЛ-99 Биметаллическая лента томпак + сталь для вкладышей шестерни привода автотракторных стартеров и продлены до 2015 г.

Микроструктура активного слоя после окончательного отжига состоит из крупного зерна α-латуни, пассивного слоя — представляет собой однородные зёрна, величина которых соответствует размеру ферритного зерна (7...8) баллов.

Процесс изготовления биметаллических вкладышей состоит из шести технологических операций: накатки ромбовидных ячеек и их калибровка; отжиг ленты после калибровки; приготовление и нанесение графитизированной смазки в ячейках и её спекание; изготовление вкладышей.

Рассмотрим эти операции.

Первая из них — накатка ячеек и их калибровка осуществляется на двухклетьевом прокатном стане с симметрической прокаткой. После её калибровки максимальная глубина ячеек составляет 0,35 мм, уклон боковых стенок — 7 ± 1°, что позволяет "зубьям" накатного валка свободно выходить из ячеек.

После калибровки ленты поперечные края ячеек немного загибаются внутрь, что способствует удержанию смазки как при её спекании, так и в процессе дальнейшего передела.

Анализ операции накатки ячеек (до калибровки) показал, что исходная толщина ленты, равная 0,9 мм, в процессе накатки увеличивается на ~0,1 мм, т.е. становится равной 1,0 мм, а их глубина — до 0,45 мм. Однако после калибровки и толщина ленты, и глубина ячеек возвращаются к своим исходным значениям, т.е. 0,90 и 0,35 мм соответственно.

Величину утолщения ($\Delta\delta_л$) ленты после накатки ячеек определяли, основываясь на неизменности объемов материала при его обработке, т.е. исходя из следующей формулы:

$$\Sigma F_р(\delta_л - \delta_д) = \Delta\delta_л(S_ш B - \Sigma F_р),$$

где $\Sigma F_р$ — сумма площадей ромбовидных ячеек на заданной длине ленты; $\Delta\delta_л$ — её утолщение; $\delta_д$ — толщина дна ячейки; $S_ш$ — её шаг; $\delta_л$ — исходная толщина

ленты; B — её исходная ширина. Тогда формула для расчёта $\Delta\delta_л$ будет, очевидно, иметь вид:

$$\Delta\delta_л = \frac{\Sigma F_р(\delta_л - \delta_д)}{(S_ш B - \Sigma F_р)}.$$

После калибровки ленты геометрические размеры становятся равными заданным: толщина ленты — 0,9 и 0,75 мм, глубина ячеек — 0,25 + 0,1 мм и 0,23 + 0,04 мм соответственно.

Вторая операция — отжиг биметаллической ленты (после калибровки) в трехмуфельной протяжной электропечи (разработанной, изготовленной, отлаженной и внедренной нами). При этом для ленты 0,9 × 54 мм температура отжига составляет 903 ± 10 К (630 ± 10 °С), а для ленты 0,75 × 54 мм — 873 К (600 °С). Скорость же перемещения ленты обоих вариантов и продолжительность отжига одни и те же — 0,4 м/мин и 12,5 мин соответственно.

При выходе из печи лента обдувается сжатым воздухом, который очищает ячейки от окалины и охлаждает её перед намоткой до 303...313 К (30...40 °С).

Третья операция — приготовление графитизированной смазки. Приготовление смазки в составе: 61 % графит серебристый (ГОСТ 8295—73); 32 % — канифоль сосновая (ГОСТ 19113—84) и льняное масло (ГОСТ 5791—83) осуществлялось на новой установке (созданной нами) при температуре 100...110 °С с автоматической регулировкой температуры.

Четвертая операция — нанесение смазки на ленте осуществлялось на модернизированной установке с такой последовательностью: очистка ячеек от окалины после отжига при помощи сжатого воздуха; нагрев ленты до 240...250 °С на установке предварительного нагрева ленты непосредственно перед установкой нанесения смазки; нагрев нижней плиты установки нанесения смазки до температуры 160...180 °С; нанесение смазки на ленту при скорости перемещения ленты 7,9 м/мин.

Пятая операция — спекание смазки на ленте осуществлялось в трехмуфельной протяжной электропечи при температуре 523 + 10 К (250 + 10 °С) — лента 0,9 × 54 мм и 493 + 10 К (220 + 10 °С) — лента 0,75 × 54 мм. Скорость перемещения в обоих случаях равна 0,8 м/мин, продолжительность спекания — 6,25 мин. Лента со спеченной на ней смазкой перед намоткой охлаждалась проточной водой до 303...313 К (30...40 °С).

Заключительная операция — изготовление биметаллических вкладышей — осуществлялась на прессе КБ-2326, развивающем усилием 40,0 кН, с автоматической подачей ленты. Эта операция состоит из четырех переходов: вырубка пластины заданных размеров и её гибка на 11°; гибка концов пластины на 60°; сворачивание пластины в разомкнутый круг и калибровка вкладыша до заданных размеров — наружного (15,8 + 0,145 мм) и внутреннего (14, + 0,15 мм) для ленты 0,9 × 54 мм и 13,551 и 12,051 мм для ленты 0,75 × 54 мм диаметров вкладышей.

Изготовленные биметаллические вкладыши устанавливали в шестерню привода стартеров.

Анализ отказов стартеров с вкладышами из существующего материала ЛО90-1 показал, что их надежность не соответствует надёжности других его элементов в процессе эксплуатации и они быстро изнашиваются. И причин тому, как оказалось, две. Это, во-первых, уменьшение контактной площади смазки вкладыша с шейкой вала стартера из-за некачественной адгезии смазки в ячейках (она осыпается как в процессе изготовления, так и в процессе эксплуатации вкладышей); во-вторых, выпадение вкладыша из шестерни в процессе эксплуатации.

Для установления дополнительной причины быстрого износа вкладышей было решено исследовать влияние геометрической формы ячеек и адгезии смазки на контактную пару "вкладыш—шейка вала стартеров" и определить силу сцепления вкладышей с шестерней. С этой целью изготовили вкладыши с ячейками двух вариантов — прямоугольными размером $0{,}5^{+0{,}15}$ × 3 мм с шагом 1,5 мм и ромбовидными размером 2 × 4,8 мм и шагом 1,5 мм. Дело в том, что расчёт показал (табл. 1): у вкладышей с прямоугольными ячейками контактная площадь с шейкой вала составила 137,5 мм^2, или 19,2 % общей площади (716,5 мм^2) вкладыша, а у вкладышей с ромбовидными ячейками — 278 мм^2, или 39 % общей контактной площади. То есть во втором случае она вдвое больше. Вывод очевиден: ячейки должны иметь ромбовидную форму.

Такие вкладыши были изготовлены. Их характеристики приведены в табл. 2 (также для сравнения даны характеристики биметаллических вкладышей английской фирмы "Лукас", состоящих из слоя бронзы и слоя низкоуглеродистой стали).

Из таблицы следует, что у отечественного биметаллического вкладыша 57.3708.622 с увеличенным, по сравнению с вкладышами фирмы "Лукас", размером ромбовидных ячеек (2 × 4,8 мм 1,75 × 3,3 соответственно) площадь контактной поверхности с шейкой вала на 58 мм^2, или на 32 %, больше. Это означает, что их эксплуатационные характеристики, в том числе и срок службы, должны быть лучше.

Были определены силы сцепления вкладыша с внутренней поверхностью шестерни.

Косвенным критерием оценки величины силы сцепления вкладыша с шестерней является усилие выпрессовки вкладыша из шестерни (согласно ТУ 37.460.007—79, для нормальной работы серийного вкладыша, выполненного из латуни ЛО90-1, это усилие должно быть не менее 300 кН).

Таблица 1

Форма ячеек	Площадь развертки вкладыша, мм^2	Шаг ячейки, мм	Число ячеек на вкладыше	Площадь одной ячейки, мм^2	Контактная площадь с шейкой вала, мм^2
Прямоугольная	716,5	1,5	92	0,5 × 3 = 1,50	137,5
Ромбовидная	716,5	1,5	58	2 × 4,8/2 = 4,8	278

Таблица 2

Вкладыш	Площадь развертки вкладыша, мм^2	Шаг ячейки, мм	Число ячеек на вкладыше	Площадь одной ячейки, мм^2	Контактная площадь вкладыша с шейкой вала, мм^2
Фирмы "Лукас"	700	1,53	74*	1,75 × 3,3/2 = 2,89	214-35,6* = 178
57.3708.622	700	1,53	49	2 × 4,8/2 = 4,8	236
* Число ячеек по вертикальной оси развертки вкладыша — 3; число вертикальных осей — 24,6 при шаге 1,53 мм; число ячеек на развертке вкладыша — 74 (24,6 × 3 = 73,8); площадь двух отверстий — 35,6 мм^2 диаметром 4,76 мм на вкладыше фирмы "Лукас".					

В результате измерения было установлено: усилие выпрессовки биметаллических вкладышей в 4...5 раз больше (2300...2400 кН и 500 кН соответственно). Это говорит о том, что сила сцепления у биметаллических вкладышей между поверхностями "сталь—сталь" во столько же раз больше, чем между поверхностями "латунь—сталь". Что исключает выпадение вкладыша из шестерни в процессе эксплуатации стартера.

Стендовые испытания биметаллических вкладышей СТ8.622, изготовленных из ленты 0,9 × 54 мм, проводили на гарантийную наработку по ТУ 37.003.1375—88 на новых стартерах: 42.3708 (для легковых автомобилей) и СТ142.3708 (для автомобилей КамАЗ) в ОАО "БАТЭ" (г. Борисов). Стартеры отработали 20 тыс. включений (гарантийная наработка этих стартеров) и остались в работоспособном состоянии. При этом износ вкладышей составил 0,04 мм, что в 2,5 раза меньше нормы (0,1 мм), зафиксированной в ТУ 37.003.1306—86.

Биметаллические вкладыши, изготовленные из ленты 0,9 × 54 мм, были также испытаны в ОАО "ЗиТ" (г. Самара) на гарантийную наработку по ТУ 37.003.1375—88. При этом в качестве объекта испытаний был взят стартер 35.3708.622. И здесь та же картина: после 20 тыс. включений износ составил 0,064...0,082 мм, что в 1,22...1,60 раза меньше нормативных 0,1 мм. Стендовые испытания вкладышей, изготовленных из биметаллической ленты 0,75 × 54 мм и установленных на новых стартерах 57.02.3708 и 60.12.3708, и их модификации в ОАО "ЗиТ", по сути, дали тот же результат: они отработали 20 тыс. гарантийных включений и остались в работоспособном состоянии. Более того, износ составил 0,010...0,015 мм, что в 6,7...10 раз меньше нормативного. И даже после 40 тыс. включений он не превысил 0,044...0,052 мм. При этом допустимый износ по ТУ37.003.1306—86 составляет 0,08 мм.

В целом отметим, что все испытания биметаллических вкладышей на стартерах выдержали гарантийную наработку. Причём их износ оказался в среднем на 35...40 % меньше нормативных износов, предусмотренных ТУ 37.003.1306—86. Поэтому разработка биметаллической ленты для вкладышей завершилась патентом на полезную модель (пат. № 56515, РФ), и заводы-изготовители стартеров внедрили их в свое производство. В частности, ОАО "БАТЭ" — на стартеры 42.3708.622 и СТ142. 3708.622 с вкладышами из биметаллической ленты 0,9 × 54 мм. ОАО "ЗиТ" — на стартеры 572.3708 6012.3708 с вкладышами из ленты 0,9 × 54 мм, предназначенными для автомобилей "Нива-Шевроле" и " ГАЗель". Внедрение биметаллических вкладышей взамен существующих вкладышей из латуни на обоих предприятиях дало экономический эффект более 700,0 тыс. руб. Потому что при изготовлении биметаллического вкладыша расходуется латуни в среднем на 45,4 % меньше, по сравнению с традиционным вкладышем из латуни. Кроме того, они более износостойкие, а значит, расходы, связанные с ремонтом стартеров, также сокращаются.

УДК 629.113.001

ПРЕДПРОЕКТНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПАР ТРЕНИЯ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА АВТОМОБИЛЯ С АБС

И.С. ЖУКОВ, д-р техн. наук **А.А. РЕВИН**
Волгоградский ГТУ (8442. 24-84-53)

Изложен новый подход к предпроектной оценке тепловой нагруженности элементов тормозного механизма у автомобилей с АБС.

Ключевые слова: *автомобиль, антиблокировочная система, тормозной механизм, термическая нагруженность.*

Zhukov I.S., Revin A.A.

PREDESIGN ESTIMATION THERMAL LOAD OF FRICTION PAIRS OF BRAKE MECHANISMS VEHICLE WITH ABS

Describe the new approach for the evaluation of predesign-thermal load of the braking mechanism for vehicles with ABS.

Keywords: *car, ABS, brake mechanism, thermal load.*

Антиблокировочная система (АБС) в составе тормозной системы в последние годы стала обычным элементом конструкции легкового автомобиля, инструментом, резко повышающим уровень его активной безопасности. Но она породила и ряд проблем, обусловленных изменением процесса торможения.

Процесс в общем случае, если его рассматривать с точки зрения физической сути, сводится к преобразованию кинетической энергии движущегося автомобиля в работу. При традиционном способе торможения эта энергия превращалась в две работы трения — в тормозах и сколь-

жения колеса относительно опорной поверхности ("юз"). При наличии АБС вторая работа, очевидно, равна нулю. То есть вся кинетическая энергия "гасится" только тормозным механизмом. Отсюда последствия — возникает критический фединг, сопровождающийся резким (до 50 %) снижением коэффициента трения тормозных накладок, а также повышенным изнашиванием контртел с образованием макросколов [1]. Причём вероятность таких последствий особенно высока в случае автомобилей *j*-класса, кроссоверов и внедорожников, получающих в последнее время всё большую популярность: у них обе составляющие кинетической энергии, масса и скорость движения, как правило, высоки.

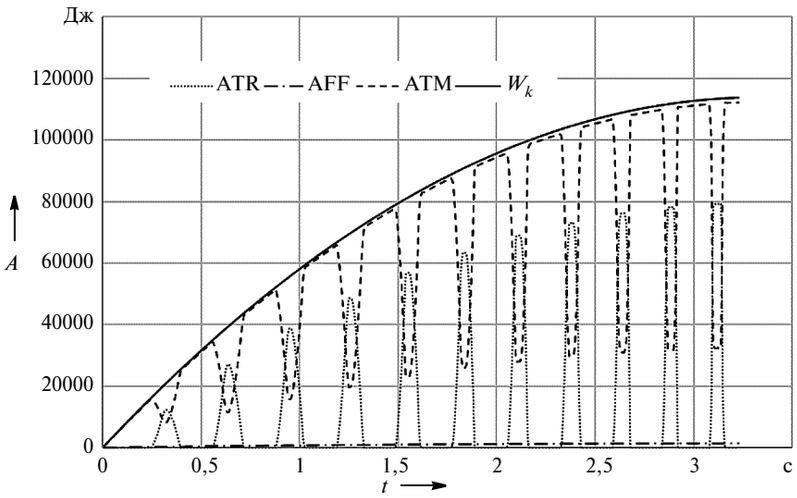


Рис. 1. Распределение работ, затрачиваемых на "гашение" кинетической энергии автомобиля с АБС в процессе его торможения

Как видим, проблема, возникающая при переходе от традиционных систем к системам, имеющим в своём составе АБС, действительно весьма серьёзная. Это хорошо видно из рис. 1, на котором показано, как распределяется работа, необходимая для гашения кинетической энергии автомобиля с АБС при его торможении с начальной скорости 60 км/ч на сухом асфальтобетоне. (На этом рисунке W_k — кинетическая энергия автомобиля, *ATR* — работа, затрачиваемая на трение в контакте шины с опорной поверхностью, *AFF* — работа, эквивалентная гистерезисным потерям в шине, *ATM* — энергия, поглощаемая тормозным механизмом.)

Так, из рисунка следует, что при торможении автомобиля с АБС основная часть кинетической энергии автомобиля, в отличие от торможения юзом, действительно, "гасится" за счет трения в тормозном механизме. Следовательно, проектировать такой механизм и рассчитывать вероятность отказа тормозов в процессе эксплуатации по причине фединга нужно особенно тщательно. Причём ещё на стадии предпроектного расчета.

Для решения этой задачи, очевидно, необходимо иметь расчётные методики, позволяющие анализировать такие рабочие характеристики, как изменение в процессе торможения момента трения и температуры поверхности тормозных дисков, скорости и продолжительности торможения, совершаемой работы, а также физико-механические и теплофизические свойства материалов фрикционной пары, конструктивные, силовые и кинематические параметры тормоза. И возможность получения соответствующей информации есть. Например, значение средней температуры пар трения, учитывая кратковременность процесса торможения, без учёта теплоотдачи в окружающую среду, можно определить по формуле № 1 (см. таблицу), предложенной А.В. Чичинадзе [2]. В свою очередь, коэффициент распределения тепловых потоков, необходимый для расчета тепловых полей, может быть найден по формуле № 2. При этом расчет средней температуры пар трения особых трудностей не представляет: если знать значение полной работы торможения, то можно использовать программные комплексы, рассмотренные в работе [3]. При этом исходными параметрами служат детали и сборка тормозных механизмов, величины тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи. (Пример модели распределения температуры тормозного диска автомобиля с АБС при коэффициенте конвективной теплоотдачи, равном 35 Вт/м$^2\cdot$К, и температуре окружающей среды 294 К (21 °С), полученной при использовании конечно-элементного программного комплекса, показан на рис. 2.)

Как было сказано выше, для применения полученных А.В. Чичинадзе зависимостей необходимо знать значение полной работы торможения. Она, как известно, равна произведению тормозной $P_т$ силы на путь L трения. И оба параметра поддаются расчёту на стадии предпроектного анализа. Так, для определения тормозной силы возможны несколько подходов, но наиболее перспективным из них является, по мнению авторов, подход, основанный на определении приведенной к тормозному диску работы торможения, которую с достаточной точностью можно найти через соотношение продольной реакции R_x и тормозного момента $M_т$. Для этого достаточно связать их величиной динамического радиуса $r_д$ (формула № 3). При этом для определения величины продольной реакции R_x можно воспользоваться степенью использования максимального коэффициента φ_{max} сцепления при функционировании АБС (формула № 4). (Входящая в эту формулу величина $\xi_{АБС}$ принимается равной 0,85. Её можно найти из требований, предъявляемых стандартами к эффективности торможения автомобиля с АБС.) Так, для сухого асфальтобетона она должна быть не ниже уровня торможения юзом для мокрого и укатанного снега.

Введение в расчёт этого показателя существенно упрощает предпроектный процесс расчета и позволяет исключить рассмотрение зависимостей работы алгоритма конкретно взятой АБС, поскольку сам алгоритм и матрица значений блока уп-

av1115.fm Page 34 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

равления ею часто являются коммерческой тайной производителей тормозных систем.

Значение тормозной силы $P_т$ по средней окружности тормозного диска даёт формула № 5, а с учётом формулы № 4 — и формула № 6.

Для нахождения полной работы $A_{тп}$ трения в тормозном механизме необходимо, кроме того, знать, как упоминалось выше, путь L трения в паре "тормозной диск—колодка". Чтобы его определить, будем исходить из следующих соображений. Вращение каждого отдельного колеса автомобиля с АБС при торможении характеризуется различным сочетанием скоростных режимов, обусловленных функционированием тормозной системы, и контактом шины с опорной поверхностью (рис. 3). При этом в общем случае можно выделить следующие характерные периоды: затормаживание, растормаживание, блокировка ("юз") колеса, свободное качение и квазиравномерное движение. Каждый период, очевидно, характеризуется различным сочетанием скоростных и нагрузочных показателей. Однако цикл работы АБС — кратковременен, поэтому будем считать, что каждый период характеризуется установившимся замедлением (ускорением) $j_{уст}$ автомобиля и средней его скоростью. Кроме того, будем иметь в виду, что при одних и тех же зна-

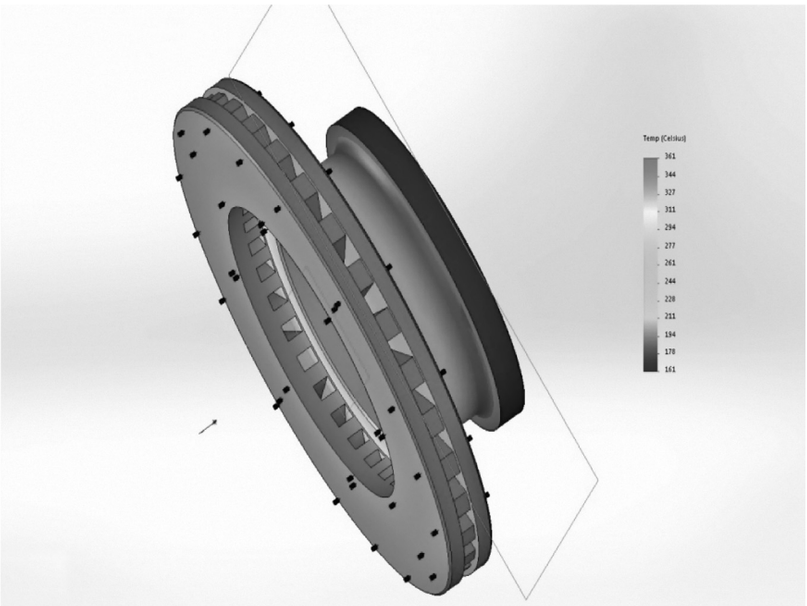


Рис. 2. Модель распределения температуры тормозного диска автомобиля с АБС

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\vartheta^* = \frac{W_{тп}(1-\alpha''_{пп})b_1}{\lambda_1 A_{a1} t_т}\left[\frac{1}{3}\tau_N + \tau_W F_{01}\right]$	$W_{тп}$ — полная работа торможения; $\alpha_{тп}$ — коэффициент распределения тепловых потоков; A_{a1} — номинальная площадь трения; $t_т$ — продолжительность торможения; $\lambda_{1,2}$ — коэффициент теплопроводности; τ_N, τ_W — временные характеристики мощности и работы; F_{01} — число Фурье фрикционных элементов
2	$\alpha_{тп} = \frac{1}{\left[1 + \frac{b_1\lambda_2}{b_2\lambda_1}\left(\frac{\frac{\tau_N}{3} + F_{02}\tau_W}{\frac{\tau_N}{3} + F_{01}\tau_W}\right)\right]}$	$b_{1,2}$ — толщина фрикционных элементов
3	$M_т = R_x r_д$	$r_д$ — динамический радиус
4	$R_x = R_z \varphi_{max} \xi$	R_z — поперечная реакция
5	$P_т = \frac{2M_т}{r_{дис}}$	$r_{дис}$ — радиус тормозного диска
6	$P_т = \frac{2R_z \varphi_{max} \xi r}{r_{дис}}$	—
7	$L_{тр} = \frac{(v_{н,к} + v_{к,к})(t_{к,к} - t_{н,к})r_б}{2r_к} = \frac{(v^2_{н,к} - v^2_{к,к})}{2j_{уст_к}}$	$v_{н,к}$, $v_{к,к}$ — радиальная скорость вращения колеса в начале и в конце промежутка времени; $t_{н,к}$, $t_{к,к}$ — момент времени, соответствующий началу и концу промежутка времени; $r_б$ — радиус тормозного барабана; $r_к$ — радиус колеса; $j_{уст_к}$ — установившееся ускорение вращения колеса
8	$L_{тр} = v_{н,к} t_п$	$t_п$ — длительность периода равномерного вращения колеса
9	$L_{тр_\Sigma} = \sum_{i=0}^{n} L_{тр_i} + \sum_{i=0}^{j} L_{тр_j} + \sum_{i=0}^{N} L_{тр_N}$	n — число участков торможения; j — число участков растормаживания; N — число участков качения колеса; $L_{тр_i}$, $L_{тр_j}$, $L_{тр_N}$ — пути, пройденные колесом на этих участках
10	$W_{тп} = P_т L_{тр}$	—

av1115.fm Page 35 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

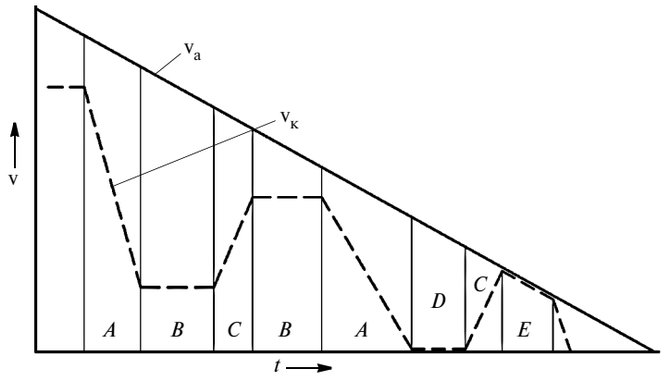


Рис. 3. Возможные периоды торможения колеса:
А — затормаживание; *В* — квазиравномерное вращение; *С* — растормаживание" *D* — "юз"; *Е* — свободное вращение (полное растормаживание); v_a — скорость автомобиля, $v_к$ — приведенная радиальная скорость вращения колеса

чениях тормозного пути автомобиля с АБС и без неё могут быть реализованы различные характеристики для пар трения "барабан (диск)—накладка" и "шина—опорная поверхность". Причём для расчёта пути $L_{тр}$ трения в каждом сопряжении тормозных механизмов "диск—накладка" в общем случае подходит одна и та же формула № 7.

Что касается пути $L_{тр}$ трения для каждого из перечисленных выше периодов, то он определяется по соответствующим формулам: для периода затормаживания и растормаживания — по правой части формулы № 7, для свободного качения колеса и блокированного состояния $L_{тр} = 0$, а для постоянного (квазиравномерного) вращения колеса — по формуле № 8. Тогда общий (суммарный) путь $L_{тр_\Sigma}$ трения на всех участках даёт формула № 9.

Окончательно приведенная к тормозному диску работа $W_{тр}$ трения определяется, как сказано выше, по формуле № 10.

Колеса автомобиля, оснащенного и не оснащенного АБС, могут вращаться не синхронно. Значит, тормозные механизмы даже одной оси могут иметь различные показатели работы по пути трения. И этого нельзя не учитывать. Иначе говоря, все предварительные расчёты для автомобиля без АБС следует проводить применительно к колесу, последним перешедшим в режим "юза", а для автомобиля с АБС — последним, приблизившимся к режиму "юз".

Рассмотренная выше технология определения полной работы торможения и, как следствие, энергии, погашенной в тормозном механизме, позволяет решать ещё одну проблему — построить компьютерную модель температурного поля тормозного механизма, что в целом даёт возможность говорить о создании полноценной системы предпроектного расчёта тепловой нагруженности тормозных механизмов, в состав которых входит АБС.

Литература

1. Безъязычный В.Ф., Любимов Р.В. Тимофеев Экспериментальное изучение процессов разрушения поверхностных слоев металла при установившемся процессе фреттинг-изнашивания. Сб. научн. трудов Тверского гос. техн. ун-та "Механика и физика фрикционных контактов", вып. 7, Тверь, 2000. — С. 24...28.
2. Чичинадзе А.В. Тепловая динамика трения. — М.: Наука, 1970. — 171 с.
3. Voloaca S. Concerns regarding temperature distribution obtained by experiments and finite element analyses for types of brake discs / S. Voloaca, G. Fratila / U.P.B. Sci, Bull., Series D, Vol. 74, Iss. 3, 2012. — P. 33.
4. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: [Учебное пособие для спец. "Автомобили и тракторы"] А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов и др.: Под редакцией А.И. Гришкевича. — М.: Выс. шк., 1985. — 240 с.
5. Ревин А.А. Влияние рабочего процесса АБС на долговечность элементов шасси автомобиля: монография/ А.А. Ревин, М.В. Полуэктов, М.Г. Радченко, Р.В. Заболотный; под ред. А.А. Ревина. — М.: Машиностроение, 2013. — 224 с.

УДК 629.3.02-597.5-59

РАСЧЕТ РЕСИВЕРОВ ДЛЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА С АНТИБЛОКИРОВОЧНОЙ СИСТЕМОЙ

Канд. техн. наук **М.П. МАЛИНОВСКИЙ**,
д-р техн. наук **Г.И. ГЛАДОВ**
МАДИ (499-155-08-20), МГТУ имени Н.Э. Баумана

Рассматривается применение итерационного метода расчёта объёма сжатого воздуха в ресиверах пневматического тормозного привода, оснащённого антиблокировочной системой.

Ключевые слова: *пневматический тормозной привод, антиблокировочная система, итерационный метод, расчет ресиверов.*

Malinovsky M.P., Gladov G.I.
CALCULATION OF AIR RESERVOIRS FOR PNEUMATIC BRAKE TRANSMISSION WITH ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM

Application of iterative method for calculation of volume of compressed air in reservoirs of pneumatic brake transmission equipped with anti-lock braking system is considered.

Keywords: *pneumatic brake transmission, anti-lock braking system, iterative method, air reservoir calculation.*

Современные АТС, как правило, оснащаются антиблокировочной системой (АБС), которая является инструментом повышения безопасности их движения при торможении на любых опорных поверхностях. Однако перед разработчиками АТС с пневматической тормозной системой возникает вопрос: каким должен быть объём ресивера, предназначенный для гарантированного торможения при отказе компрессора?

С традиционной тормозной системой проблем нет. Правила № 13 ЕЭК ООН чётко оговаривают: запас воздуха в ресивере при работающем компрессоре должен обеспечивать, во-первых, девятое торможение АТС категорий M и N с эффективностью, установленной для запасной тормозной системы; во-вторых, давление в пневматической управляющей магистрали АТС категорий M, N и в ресиверах АТС категорий O должно быть не ниже половины того его значения, которое было после первой активизации органа управления тормозами. При этом принимается, что нарас-

av1115.fm Page 36 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

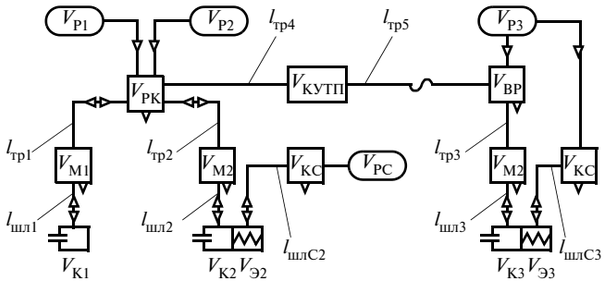


Рис. 1. Функциональная схема пневматического тормозного привода автопоезда с АБС

тание и сброс давления во всех случаях происходит по линейному закону, а установившееся замедление d и тормозные силы $P_т$ на колёсах линейно пропорциональны давлению p воздуха в управляющем контуре привода.

С АТС, тормозные системы которых оснащены АБС, сложнее: её модулятор работает циклично, т.е. за одно торможение может сработать много раз и при этом израсходовать много воздуха. В связи с этим возникает вопрос: каким должен быть объём ресивера, чтобы Правила № 13 выполнялись и при наличии АБС? Например, если взять АТС категории N_3, то они гласят, что значение максимального установившегося замедления d_m при действии рабочей тормозной системы должно быть равным 5,0 м/с^2, а при действии запасной тормозной системы — 2,2 м/с^2, т.е. в 2,273 раза меньше.

Это условие проверяют по формуле № 1 (табл. 1). Согласно ГОСТ Р 41.13—2007, который дублирует Правила № 13, для АТС категорий N давление p_0 = 0,7 МПа, значит, давление $p_8 = p_0/2{,}273$ = 0,308 МПа. Но если АТС предполагается использовать в качестве тягача автопоезда, то необходимо выполнить условие, записанное в виде формулы № 2. Что же касается прицепа, то здесь тоже следует руководствоваться формулой № 2, в соответствии с тем же ГОСТ Р 41.13—2007 принимая, что p_0 = 0,65 МПа.

При расчёте ресиверов необходимо учитывать топологию пневматической тормозной системы (рис. 1), т.е. то, что суммарный объём $V_{тк}$ тормозного контура, заполняемый при срабатывании тормозов, включает объёмы рабочих полостей пневмоаппаратов, магистралей и тормозных камер, связанных с конкретным ресивером (или группой ресиверов). Для автопоезда это объём $V_{тк1}$ первого контура тягача, объём $V_{тк2}$ второго его контура и объём $V_{тк3}$ контура прицепа, которые рассчитываются по формулам № 3, 4 и 5. Как видим, во все эти формулы входит сумма ($V_{тр4} + V_{кутп} + V_{тр5}$). И это правильно: управление тормозной системой прицепа должно осуществляться от любого рабочего контура тягача. Для одиночного АТС её можно принять равной нулю.

Объём $V_к$ одной тормозной камеры можно рассчитать по формуле № 6. При этом $S_{диаф}$ берётся в квадратных дюймах (1" = 645,16 мм^2), ход $h_{шт}$ штока обычно равен 57, 64 или 75 мм. Объёмы $V_{тр}$ трубопроводов и $V_{шл}$ шлангов подсчитываются по формулам № 7 и 8 соответственно. Длина гибких шлангов $l_{шл}$, подводящих сжатый воздух к колёсным исполнительным механизмам, варьируется в пределах 0,5...0,9 м.

Процесс наполнения рабочей полости исполнительного механизма тормозной системы сжатым воздухом можно считать изотермическим, так как при увеличении замкнутого объёма давление воздуха в контуре снижается, поэтому изменение температуры воздуха можно не учитывать. Соотношение давления и объёма воздуха при n-м торможении определяется формулой № 9, из которой можно вывести формулы № 10 и № 11, а затем и формулы № 12 и № 13. Подставив результаты расчёта по формулам № 1 и 2 в формулы № 12 и № 13, можно получить формулы № 14 и № 15 для расчёта минимального объёма $V_р$ ресиверов для одиночного АТС и прицепного звена соответственно. Причём для тягача автопоезда необходимо брать большее из двух расчётных значений, а таковым заведомо является значение, рассчитанное по формуле № 15. Далее подбираются ресиверы для каждого рабочего контура автопоезда. Расчётные объёмы ресиверов могут составлять, если посмотреть список выпускаемых ресиверов, 10, 20, 30, 40, 60 или 80 л. Но желательно, чтобы в данной группе ресиверов эти объёмы были одинаковыми.

Скомпоновав тормозную систему, необходимо проверить, достаточно ли принятого объёма ресиверов для работы АБС [1]. И здесь следует руководствоваться тем же Правилом № 13, которое предписывает проводить для АТС, оснащённых АБС, испытание "расход энергии", технология которого заключается в следующем.

Ресиверы заряжают до давления (уровня энергии), обеспечивающего предписанную эффективность рабочего торможения. При этом ресивер вспомогательного оборудования, работающего от пневмосистемы, изолируют. АТС категорий M и N загружают до полной массы, прицепы оставляют в снаряжённом состоянии. Однако автоматический регулятор тормозных сил на всё время испытаний устанавливают в положение "загрузка". Затем при движении АТС с начальной скоростью v_0 по прямому горизонтальному участку дороги с известным коэффициентом φ сцепления полностью активизируется рабочая тормозная система с выполнением антиблокировочных циклов в течение заданного промежутка времени [t] вплоть до остановки АТС. При этом для АТС категорий M, N $v_0 \geq 50$ км/ч, $\varphi \leq 0{,}3$, $[t] = v_{max}/7$, но не менее 15 с, где v_{max} — максимальная конструктивная скорость АТС, не превышающая 160 км/ч, а для АТС категорий O $v_0 \geq 30$ км/ч, $\varphi = \varphi_{opt}$, $[t]$ = 15 с. Под "оптимальным" коэффициентом сцепления φ_{opt} понимается следующее: если коэффициент сцепления слишком высок для работы АБС по полному циклу, испытание выполняют на поверхности с более низким его значением. Как правило, испытания проводят на хорошем покрытии, т.е. при $\varphi \geq 0{,}6$ [2].

После этого устройство для пополнения ресиверов отключают и на неподвижном АТС **четыре** раза полностью активизируют орган управления рабочей тормозной системой. Затем педаль тормоза нажимают пятый раз и убеждаются, что одиночные АТС тормозятся с эффективностью, не менее предписанной для запасного торможения, если же оно допущено к буксиро-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\frac{p_0}{p_8} = \frac{[d_{\text{РТС}}]}{[d_{\text{ЗТС}}]}$	p_0 — начальное давление в пневматическом тормозном приводе; p_8 — давление после восьми полных активизаций; $[d_{PTC}]$ — нормативные значения максимального установившегося замедления для АТС при действии рабочей тормозной системы, $[d_{3TC}]$ — то же запасной тормозной системы
2	$\frac{p_1}{p_8} = 2$	p_1 — давление в пневматическом тормозном приводе после первой полной активизации
3	$V_{\text{тк}1} = V_{\text{кр}} + V_{\text{тр}1} + V_{\text{м}1} + V_{\text{шл}1} + V_{\text{к}1} + V_{\text{тр}4} + V_{\text{кутп}} + V_{\text{тр}5}$	$V_{\text{кр}}$, $V_{\text{вр}}$, $V_{\text{кутп}}$ — рабочий объём одной полости тормозного крана, воздухораспределителя и клапана управления тормозами прицепа соответственно; $V_{\text{тр}}$, $V_{\text{шл}}$ — объём трубопроводов и гибких шлангов; $V_{\text{м}}$ — объём рабочих полостей всех модуляторов данного контура; $V_{\text{к}}$ — объём всех тормозных камер данного контура
4	$V_{\text{тк}2} = V_{\text{кр}} + V_{\text{тр}2} + V_{\text{м}2} + V_{\text{шл}2} + V_{\text{к}2} + V_{\text{тр}4} + V_{\text{кутп}} + V_{\text{тр}5}$	—
5	$V_{\text{тк}3} = V_{\text{вр}} + V_{\text{тр}3} + V_{\text{м}3} + V_{\text{шл}3} + V_{\text{к}3}$	—
6	$V_{\text{к}} = S_{\text{диаф}} h_{\text{шт}} n_{\text{к}}$	$S_{\text{диаф}}$ — рабочая площадь диафрагмы; $h_{\text{шт}}$ — максимальный ход штока тормозной камеры; $n_{\text{к}}$ — число тормозных камер на контур
7	$V_{\text{тр}} = l_{\text{тр}} \pi d_{\text{тр}}^2 / 4$	$l_{\text{тр}}$ — длина соответствующего трубопровода и шланга, которая определяется исходя из компоновочной схемы автопоезда; $d_{\text{тр}}$ — диаметр проходного сечения трубопровода
8	$V_{\text{шл}} = n_{\text{к}} l_{\text{шл}} \pi d_{\text{шл}}^2 / 4$	$l_{\text{шл}}$ — длина соответствующего шланга, которая определяется исходя из компоновочной схемы автопоезда; $d_{\text{шл}}$ — диаметр проходного сечения шланга
9	$p_{n-1} V_{\text{р}} = p_n (V_{\text{р}} + V_{\text{тк}})$	$V_{\text{р}}$ — объём ресивера (группы ресиверов) данного контура; n — число полных активизаций
10	$p_n = p_0 \left(\frac{V_p}{V_p + V_{\text{тк}}} \right)^n$	—
11	$p_n = p_1 \left(\frac{V_p}{V_p + V_{\text{тк}}} \right)^{n-1}$	—
12	$V_p = \frac{V_{\text{тк}}}{\sqrt[n]{p_0/p_n} - 1}$	—
13	$V_p = \frac{V_{\text{тк}}}{\sqrt[n-1]{p_1/p_n} - 1}$	—
14	$V_p = \frac{V_{\text{тк}}}{\sqrt[8]{p_1/p_8} - 1} = \frac{V_{\text{тк}}}{\sqrt[8]{2{,}273} - 1} = \frac{V_{\text{тк}}}{0{,}108}$	—
15	$V_p = \frac{V_{\text{тк}}}{\sqrt[7]{p_1/p_8} - 1} = \frac{V_{\text{тк}}}{\sqrt[7]{2} - 1} = \frac{V_{\text{тк}}}{0{,}104}$	—
16	$d_m = \mu g$	d_m — максимальное установившееся замедление; φ — коэффициент сцепления; g — ускорение свободного падения
17	$t_y = \frac{\text{v}_0 - 0{,}5 d_m t_c - \text{v}_{\text{откл}}}{d_m}$	v_0 — начальная скорость торможения; $t_{\text{с}}$ — время срабатывания тормозного привода; $\text{v}_{\text{откл}}$ — скорость отключения АБС
18	$C_\Sigma = \text{C}_0 [t]$	C_0 — частота работы модулятора АБС; $[t]$ — длительность контрольного торможения при работе АБС в соответствии с Правилом № 13 ЕЭК ООН
19	$V_{\text{тк}} = V_{\text{м}} + V_{\text{шл}} + V_{\text{к}}$	—
20	$p_{1+j} = p_{1+(j-1)} - \Delta p$	$p_{1+(j-1)}$ — давление в начале цикла (для первого цикла равно давлению p_1 после одной полной активизации рабочей тормозной системы); $\Delta p = 0{,}03$ МПа — импульс давления в модуляторе АБС
21	$p_{1+j} V_{\text{тк}1+j} = p_{1+(j-1)} V_{\text{тк}1+(j-1)}$	p_{1+j} — давление в конце цикла; $p_{1+(j-1)}$ — давление в начале цикла; $V_{\text{тк}1+j}$ — объём воздуха в тормозной камере в конце фазы растормаживания; $V_{\text{тк}1+(j-1)}$ — то же в начале фазы растормаживания
22	$\Delta V_{1+j} = V_{\text{тк}1+(j-1)} \left(\frac{p_{1+(j-1)}}{p_{1+j}} - 1 \right)$	—

av1115.fm Page 38 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

Окончание табл. 1

№ формулы	Формула	Примечания
23	$p_{1+j} = p_{1+(j-1)} \dfrac{V_p}{V_p + \Delta V_{1+j}}$	—
24	$V_{тк} = V_{кс} + V_{шлС2} + V_{э2}$	$V_{кс}$ — рабочий объём крана управления стояночной тормозной системой; $V_{шлС}$ — объём трубопроводов и шланга от крана до ПЭА; $V_э$ — объём ПЭА
25	$V_{тк} = V_{кс} + V_{шлС3} + V_{э3}$	—

ванию прицепа, давление в пневматической управляющей магистрали — не ниже половины значения давления при полной активизации тормозов до момента срабатывания АБС (при испытаниях питающую магистраль перекрывают, а к управляющей присоединяют ресивер объёмом 0,5 л), а также в том, что в тормозной системе прицепа достаточно энергии для создания суммарной тормозной силы, равной не менее 22,5 % максимальной статической нагрузки на колёса АТС N_3 (рис. 2).

Время t_c срабатывания тормозного привода зависит от коэффициента φ сцепления. Чем меньше φ, тем меньшее усилие (и, следовательно, давление), которое требуется для блокирования колёс, а значит, тем раньше оно заблокируется. Но проектировочный расчёт тормозного усилия $P_{бл}$ блокировки обычно проводят для сухого бетона, на котором φ = 0,8, а ГОСТ Р 41.13—2007 и ГОСТ 4364—81 оговаривают, что время достижения 75 % асимптотического максимального давления, которое соответствует $P_{бл}$ при φ = 0,6, должно быть не менее 0,6 с.

Таким образом, если исходить из принятых допущений, можно утверждать, что время срабатывания t_c тормозного привода не просто зависит, а прямо пропорционально φ. Теперь, зная эту закономерность, нетрудно рассчитать время t_c срабатывания тормозной системы. Для уточнения t_c необходимо провести динамический расчёт пневматического тормозного привода [3].

Технология расчета сводится к следующему. По формуле № 16 определяется расчётное максимальное установившееся замедление d_m, по формуле № 17 — время $t_у$ установившегося торможения, равное времени активизации АБС (на практике АБС обычно отключают на скорости $v_{откл}$ = 5...7 км/ч, т.е. ~1,5 м/с.). Элементарный расчёт показывает, что только при φ < 0,3 может быть достаточно одного контрольного торможения. Однако в подавляющем большинстве случаев АТС останавливается раньше, чем заканчивается отрезок времени [*t*] (табл. 2). Данная ситуация отражена в Правиле № 13, которое предписывает проводить дополнительные контрольные торможения так, чтобы в сумме АБС работала не менее времени [*t*].

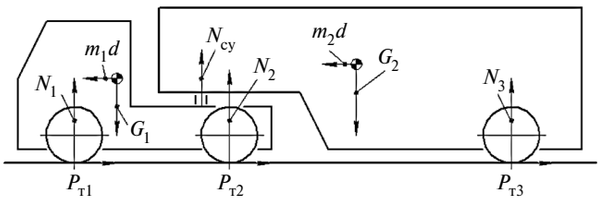


Рис. 2. Схема сил, воздействующих на автопоезд при его торможении

Следующий шаг — определение объёма воздуха, расходуемого на циклическую работу АБС. Для этого необходимо рассмотреть процесс в тормозной камере.

По данным работы [4], электропневматический модулятор фирмы "ВАБКО", который чаще всего устанавливается с пневмоприводом тормозов, работает с частотой C_0 до 5 Гц, а минимальный импульс Δ*p* роста давления составляет 0,03 МПа. На практике же средняя частота может не превышать 2 Гц [5]. Поэтому суммарное число C_Σ (частота) антиблокировочных циклов при контрольных торможениях рассчитывается по формуле № 18 и лежит в пределах 30...115 Гц (полученное значение C_Σ округляют до целого в большую сторону).

При обычном (без участия АБС) торможении необходимый объём $V_{тк}$ воздуха — величина постоянная. Но при работе АБС постоянной величиной является импульс Δ*p* давления в модуляторе, следовательно, объём ресивера для каждого контура нужно определять с учётом того, что входные параметры следующего цикла зависят от значений выходных параметров предыдущего цикла. Задачи такого типа целесообразно решать, как известно по [6], итерационным методом. Кроме того, цикличность не позволяет провести проектировочный расчёт, а только поверочный. Для чего давление после контрольной активизации перед началом работы АБС определяют по формуле № 10, где *n* = 1, а заполняемый объём $V_{тк}$ воздуха — по формуле № 19, давление p_{1+j} после первого цикла — по формуле № 20. Соотношение давления p_{1+j} и объёма $V_{тк1+j}$ воздуха в тормозной камере при *j*-м цикле даёт формула № 21, из которого можно вывести формулу № 22 для расчёта объёма ΔV_{1+j} сжатого воздуха, выпускаемого в атмосферу на фазе растормаживания данного цикла АБС, а затем по формуле № 23 находится давление p_{1+j} в тормозном приводе после каждого цикла АБС.

Последний шаг — определение давления после четырёх полных активизаций по формуле № 10, где *n* = 4, и проверка условий по формулам № 1 и 2. Если окажется, что при этом конечное давление меньше предписанного Правилом № 13, объём ресиверов данного контура необходимо увеличить и заново рассчитать испытание "расход энергии".

В табл. 3 в качестве примера приведены результаты расчёта для следующих начальных условий: давление в рабочем контуре прицепа p_0 = 0,65 МПа, [*t*] = 15 с; при работе АБС $V_{тк}$ = 6,7 л, при полном рабочем торможении $V_{тк}$ = 8,1 л, расчётный объём ресиверов по фор-

Таблица 2

Скорость v_0, км/ч	Значения t_c, с, при φ и d_m, м/с^2							
	0,1; 0,981	0,2; 1,962	0,3; 2,943	0,4; 3,924	0,5; 4,905	0,6; 5,886	0,7; 6,867	0,8; 7,848
30	6,916	3,383	2,172	1,541	1,143	0,861	0,645	0,471
40	9,747	4,799	3,116	2,249	1,709	1,333	1,050	0,825
50	12,579	6,214	4,060	2,957	2,276	1,805	1,454	1,179
60	15,410	7,630	5,003	3,665	2,842	2,277	1,859	1,533
70	18,242	9,046	5,947	4,373	3,408	2,749	2,263	1,886
80	21,074	10,462	6,891	5,081	3,975	3,221	2,668	2,240
90	23,905	11,878	7,835	5,789	4,541	3,693	3,072	2,594
100	26,737	13,293	8,779	6,497	5,107	4,164	3,477	2,948
110	29,568	14,709	9,723	7,205	5,674	4,636	3,881	3,302
120	32,400	16,125	10,667	7,912	6,240	5,108	4,286	3,656
130	35,231	17,541	11,610	8,620	6,806	5,580	4,690	4,010
140	38,063	18,957	12,554	9,328	7,373	6,052	5,095	4,364
150	40,895	20,372	13,498	10,036	7,939	6,524	5,499	4,718
160	43,726	21,788	14,442	10,744	8,505	6,996	5,904	5,072

муле № 15 — $V_р$ = 77,9 л. Из этой таблицы следует, что при C_0 = 4 принятый объём группы ресиверов придётся увеличить с 80 до 90 л, а при C_0 = 5 — до 100 л. Но при C_0 = 2 и C_0 = 3 этот объём вполне обеспечит дополнительный расход сжатого воздуха, необходимый для работы АБС.

Согласно ГОСТ Р 41.13—2007, запас воздуха в ресиверах стояночной тормозной системы одиночного АТС должен обеспечивать не менее чем **трёхкратную** полную её активизацию при начальном давлении, равном максимальному его значению (0,75 МПа), а давление $[p_{осв}]$ освобождения для одиночного АТС и тягача автопоезда не должно превышать 80 % этого давления, т.е. 0,6 МПа, а для прицепа — давления, достигаемого после четырёхкратной активизации рабочей тормозной системы при начальном давлении 0,7 МПа.

Исходя из этих соображений, определим давление $[p_{осв}]$, при котором наступает отключение пружинных энергоаккумуляторов (ПЭА). Для одиночного АТС или тягача автопоезда оно должно, как сказано выше, составлять 0,6 МПа, для прицепа его значение даёт формула № 10, где n = 4, p_0 = 0,7 МПа, а заполняемый объём рабочего контура — формула № 5. Минимальный объём независимого ресивера стояночной тормозной системы тягача рассчитывается по формуле № 12, где n = 3, p_0 = 0,75 МПа, $p_n = [p_{осв}]$, а объём $V_{тк}$ стояночного контура — по формуле № 24.

ГОСТ Р 41.13—2007 не требует одновременного выполнения требований к запасу сжатого воздуха в ресиверах рабочей и стояночной тормозных систем, поэтому для прицепа, где стояночный контур снабжается энергией от ресивера рабочей тормозной системы, достаточно проверить подобранный ресивер по формуле № 10 при n = 3, p_0 = 0,75 МПа. Полученное значение p_3 не должно быть меньше $[p_{осв}]$. Заполняемый объём $V_{тк}$ стояночного контура прицепа определяется формулой № 25. Кран управления стояночной тормозной системой как на тягачах, так и на прицепах размещается в передней их части, поэтому длина $l_{шлС}$ трубопровода от него до исполнительных механизмов соизмерима с длиной АТС.

Таблица 3

$V_р$, л	p_1, МПа	$[p_8]$, МПа	p_5, МПа, при			
			C_0 = 2	C_0 = 3	C_0 = 4	C_0 = 5
80	0,590	0,295	0,347	0,320	0,293	0,265
90	0,596	0,298	0,373	0,347	0,322	0,297
100	0,601	0,301	0,394	0,371	0,347	0,324

На АТС с пневмоприводом тормозов обычно применяют ПЭА типа 20" и 24" с ходом пружины 67 мм. Отсюда можно определить объём $V_э$.

Результаты расчёта для начальных условий, когда объём $V_{тк}$ рабочего контура прицепа при полном рабочем торможении равен 8,1 л, стояночного контура — 6,4 л, принятый (см. выше) объём ресивера рабочей тормозной системы прицепа — 80 л, давление $[p_{осв}]$ отключения АБС, подсчитанное по формуле № 10, — 0,476 МПа, показали, что давление p_3 после трехкратной активизации стояночной тормозной системы равно 0,596 МПа, т. е. оно больше $[p_{осв}]$. Значит, подобранный ресивер обеспечивает требуемый запас воздуха, необходимый для работы этой системы.

Таким образом, методика, предлагаемая авторами, полностью учитывает требования современных стандартов к расходу сжатого воздуха при циклической работе АБС.

Литература

1. Богданова И.И. Критерии оценки работы АБС // Журнал автомобильных инженеров. 2013. № 2 С. 33...35.
2. Петров А.П., Хоменко С.Е. Антиблокировочная и противобуксовочная системы тормозов: учебное пособие / КГУ. Курган, 2003. 103 с.
3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М.: Машиностроение, 1980. 216 с.
4. Антиблокировочная система тормозов: методические указания к выполнению лабораторных работ для студентов очной и заочной форм обучения специальности 190201 / сост. А.П. Петров; КГУ. Курган, 2005. 28 с.
5. Дыгало В.Г., Котов В.В., Ревин А.А. Оценка адекватности при моделировании тормозной динамики автомобиля с пневматической АБС // Известия ВолгГТУ. 2013. Т. 6, № 10. С. 13...16.
6. Малиновский М.П. Итерационный метод расчета антиблокировочного цикла // Автомобильная промышленность. 2011. № 5. С. 33...35.

av1115.fm Page 40 Monday, November 2, 2015 3:43 PM

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Денисов И.В., Смирнов А.А. — Надёжность автомобилей в гарантийный период их эксплуатации 1

АСМ-факты 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Хортов В.П., Скворцов А.А. — Современный город: автобус, троллейбус или трамвай? 6

Печенев А.М. — Концепция двигателя для особо компактного городского легкового автомобиля 9

Тер-Мкртичьян Г.Г. — Даунсайзинг в двигателях ВАЗ с продолженным расширением рабочего тела 12

Новосадов С.Ю., Картуков А.Г., Лапин А.В. — Аккумуляторные топливные системы дизелей малого объёма 17

Сизов Ю.А., Харитонов В.И., Гордеев А.А., Ложкина Ю.В. — Математическая модель электрических параметров последовательно соединённых аккумуляторов 19

Пожидаев С.П. — Статистическая устойчивость циклового КПД автомобилей при их разгоне 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Шермухамедов А.А., Бабоев А.М. — Критерии устойчивости движения автопоездов, перевозящих жидкие грузы в горных условиях 24

Решенкин А.С., Дубовик Е.А. — Тюнинг системы выпуска отработавших газов 27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Алиев А.А. — Геометрическая форма ячеек биметаллических вкладышей автомобильных стартеров и их износостойкость 30

Жуков И.С., Ревин А.А. — Предпроектная оценка тепловой нагруженности пар трения тормозного механизма автомобиля с АБС 32

Малиновский М.П., Гладов Г.И. — Расчёт ресиверов для пневматического тормозного привода с антиблокировочной тормозной системой 35

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский редакционный совет:

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

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 31.08.2015. Подписано в печать 28.10.2015.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98, (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

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