ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 1 • январь • 2008

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115.339.187.62

ИНВЕСТИЦИОННЫЙ ЛИЗИНГОВЫЙ ИНСТРУМЕНТАРИЙ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ И НА РЫНКЕ АВТОМОБИЛЕЙ

Ю.В. БОЧКОВ, канд. техн. наук В.Е. БОЧКОВ, Д.Л. ШЕГОЛЕВ

Университет Лайола Маримоунт (США), МГИУ

Автомобили, по мнению практиков лизингового бизнеса, представляют собой идеальные объекты для развития лизинговых отношений в национальной системе хозяйствования. И это подтверждает рынок. Например, доля грузовых и легковых АТС, ставших объектами лизинговых сделок, в 2006 г., по сравнению с 2005 г., возросла и достигла 24,6 %. В денежном выражении данный рост составил ~1,7 млрд амер. долл., или 50 %. Причем он — не разовый "выброс", а тенденция.

Развитие лизинговых операций по автотранспорту у нас в стране началось в 2002 г. и в 2004—2006 гг. было связано с активным участием лизинговых компаний в крупных совместных проектах с органами исполнительной власти регионов Российской Федерации. Прежде всего, проектов по замене и расширению парка, обслуживающего пассажирские перевозки. Причем ситуация в этом сегменте рынка для таких компаний остается благоприятной, данный парк во многих регионах сильно изношен, поэтому региональные власти не только готовы, но и вынуждены активно содействовать процессу его обновления. Иначе не могут выполнить свою главную задачу — обеспечить повышение качества предоставляемых гражданам транспортных услуг.

Грузовой автотранспорт, начиная с 2002 г., тоже остается наиболее популярным объектом лизинга: ~100 из 110 компаний-участников исследования имеют сделки по грузовым АТС. Так что не будет ошибкой сказать, что в наиболее развитых сегментах российского рынка лизинга таких объектов, как автотранспорт, лизинг с 2004 г. занимает положение ведущего канала продвижения продукции автомобильной промышленности. Например, по итогам 2004 г. рост лизинговых сделок по легковым и малотоннажным АТС достиг 214 %, а по автомобилям средней и большой грузоподъемности — 86 %. Объем нового бизнеса в сегменте лизинга автотранспортных средств в 2006 г. составил ~95 млрд руб., или 3,5 млрд долл.

Наиболее активные лизинговые компании в сегменте рынка автотранспорта, по данным агентства "Эксперт Ра", приведены в табл. 1. Причем нельзя не отметить, что российские потребители охотно приобретают автотранспорт в лизинг, так как, помимо финансирования, лизинговые компании предоставляют им и дополнительные услуги, зная, что для привлечения и удержания клиентов уже недостаточно предлагать только денежные средства: потребитель может получить их и в банках. Важно предложить готовое решение его проблем с использованием механизмов лизинга.

Достаточно сильным мотивирующим фактором роста стало и предоставление корпоративного транспорта в пользование персоналу. Кроме того, ведущие

Таблица 1

Место	Компания	Объем лизингового бизнеса, млн руб.
1	"ВТБ-Лизинг"	7616,60
2	"Европлан"	6126,00
3	ЛК "КамАЗ"	5779,50
4	ЛК "Каркаде-Лизинг"	4577,30
5	"Элемент-Лизинг"	4255,30
6	"УРАЛСИБ"	3728,30
7	"Скания лизинг"	3682,00
8	ЛК "РК Лизинг"	2334,00
9	"Интерлизинг"	2024,70
10	"Глобус-Лизинг"	2014,80

©ISSN 0005-2337. Издательство "Машиностроение", "Автомобильная промышленность", 2008 г.

игроки рынка активно внедряют "скоринг", который позволяет быстро обслуживать массовых клиентов.

Результат налицо: вряд ли найдется сегодня автосалон, в котором не было бы предложения о лизинговой схеме продажи автомобилей. Это лучше любых цифр говорит о возросшей популярности автолизинга.

Исключения из общего правила, пожалуй, пока еще составляют автосалоны, реализующие отечественные автомобили. И дело здесь не только и не столько в качестве последних, из-за которого потребитель не желает брать их в лизинг, сколько то, что в практике хозяйственной деятельности предприятиями отечественного автопрома игнорируются возможности использования наиболее эффективных инвестиционных финансовых инструментов обновления и развития производственных мощностей и проверенных зарубежной и отечественной практикой маркетинговых подходов к продвижению продукции на рынках, каковым является лизинг; равнодушие руководителей предприятий автомобильной промышленности и отраслевых изданий к проблемам подготовки кадров для широкого использования этого инструментария с целью обеспечения развития ведущих позиций отечественных автомобилестроителей на рынке. Один подтверждающий это факт: за 10 лет ведения активной научно-образовательной деятельности Высшей школы лизинга (Высшей школы бизнес-образования и лизинга) МГИУ подготовлено пять выпусков специалистов в области экономики и менеджмента инвестиционных лизинговых процессов. И ни в одном не было ни одного выпускника, направленного для целевой подготовки от предприятий отечественного автомобилестроения или от структур, занимающихся продажами отечественных автомобилей. В результате лизинговые сделки на российском рынке осуществляются с автомобилями зарубежных марок. Причем самые высокие темпы роста их числа в 2006 г. продемонстрировали сегменты лизинга легкового и грузового автотранспорта.

Таблица 2

Место	Виды объектов лизинга	Уровень спроса, балл
1	Оборудование для добычи углеводородного сырья	2,80
2	Автотранспорт грузовой	2,60
3	Автотранспорт пассажирский	2,40
4	Дорожно-строительная техника	2,24
5	Железнодорожный транспорт	2,09
6	Прочая строительная техника	2,03
7	Сельскохозяйственная техника и продукция	1,93
8	Деревообрабатывающее и лесозаготовительное оборудование	1,90
9	Телекоммуникационное оборудование	1,86
10	Оборудование для пищевой промышленности	1,85
11	Машиностроительная техника	1,80
12	Полиграфическое оборудование	1,76
13	Компьютеры и офисное оборудование	1,74
14	Оборудование для добычи полезных ископаемых (кроме углеводородного сырья)	1,70
15	Здания, сооружения	1,52
16	Авиатехника	1,27
17	Суда	1,00

Таблица 3

Место	Объект лизинга	Уровень конкуренции, балл
1	Автотранспорт грузовой	2,60
2	Автотранспорт пассажирский	2,40
3	Дорожно-строительная техника	2,33
4	Железнодорожный транспорт	2,30
5	Прочая строительная техника	2,21
6	Оборудование для добычи углеводородного сырья	2,16
7	Машиностроительная техника	2,05
8	Оборудование для пищевой промышленности	2,00
9	Деревообрабатывающее и лесозаготовительное оборудование	1,90
10	Полиграфическое оборудование	1,88
11	Сельскохозяйственная техника и продукция	1,87
12	Компьютеры и офисное оборудование	1,80
13	Телекоммуникационное оборудование	1,79
14	Оборудование для добычи полезных ископаемых (кроме углеводородного сырья)	1,70
15	Авиатехника	1,68
16	Здания, сооружения	1,60
17	Суда	1,50

Правда, темпы роста в области лизинга грузовых АТС, по сравнению с предыдущим периодом, несколько снизились: основная масса АТП, которые хотели обновить свой парк, это уже сделали. Кроме того, в области лизинга грузового транспорта с недавних пор существенно обострилась конкуренция по ценовым предложениям. Негативное влияние оказывает и рост таможенных пошлин. Тем не менее участники проведенного агентством "Эксперт Ра" экспертного исследования оценивают уровень спроса на грузовой и пассажирский автотранспорт как наиболее высокий (табл. 2) — в 2,6 и 2,4 балла по трехбалльной шкале соответственно. Еще выше оценивается только спрос на оборудование для добычи углеводородного сырья (2,8 балла).

Экспертная оценка (также по трехбалльной шкале) уровня конкуренции (табл. 3) по видам передаваемых в лизинг объектов в среднем выше, но уровень спроса на грузовой и пассажирский автотранспорт на рынке лизинговых услуг имеет высокие баллы: те же 2,6 и 2,4.

Учитывая прогнозы развития отечественного рынка автомобилей, есть все основания утверждать, что наблюдаемая тенденция ужесточения конкуренции в ближайшей перспективе будет сохраняться.

Таким образом, лизинг автотранспорта, включая легковой, грузовой и пассажирский, становится все более активным и развитым сегментом рынка. Он взрослеет, изменяются характеристики заключаемых сделок, проекты становятся более сложными по структуре, удлиняются сроки их реализации. Но 2006 г.

стал, по свидетельству представителей многих лизинговых компаний, годом снижения маржи по сделкам, появления тенденции к уменьшению объемов авансовых платежей, а также ставок по заключаемым контрактам. Причина — усиливающаяся конкуренция между лизинговыми компаниями.

Однако в целом можно говорить о том, что рынок автомобильного лизинга продолжает активное развитие во всех сегментах. При этом наблюдаются не только количественные, но и качественные изменения содержания лизинговых услуг. Кроме того, в ближайшей перспективе эксперты в области развития лизингового бизнеса ожидают укрупнение лизинговых компаний, действующих на российском рынке, в том числе за счет слияний и поглощений. Наконец, усиление конкуренции вынуждает лизинговые компании предлагать клиентам новые программы и оптимизировать бизнес-процессы. В том числе увеличивать скорость принятия решения о заключении лизинговых сделок, сокращать издержки на их обслуживание, организовывать свое региональное присутствие, использовать IT-технологии, системы комплексной автоматизации управления и подготовки компетентных специалистов для ведения лизингового бизнеса и т. д.

Таким образом, российский автомобильный рынок является весьма перспективным и привлекательным для мировых автомобилестроителей. Причем они прекрасно понимают, что успешное освоение этого рынка возможно только при развитии и широком внедрении современных финансовых инструментов инвестирования. Отечественные же производители автомобилей пока еще не освоили в достаточной степени такие способы финансирования инвестиций, как лизинг, даже на уровне его использования в качестве инструмента продвижения автомобилей на рынках, не говоря о его применении для обновления своих фондов. И пока, к сожалению, не проявляют интереса к данной проблеме, включая необходимость подготовки специалистов, несмотря на то, что зарубежные конкуренты активно и успешно пользуются этими механизмами на протяжении десятилетий. Хотя совершенно очевидно, что успешная конкурентная борьба и выживаемость в ближайшей перспективе будет тесно связана как с успехами в обеспечении качества выпускаемой продукции, так и с практическим освоением лизинга — одного из самых современных способов финансирования инвестиций в развитие отрасли и продвижения продукции на рынке.

УДК 339.138

Промышленный маркетинг и кластеризация дилеров предприятия автомобилестроения

Канд. эконом. наук А.П. ШМЕЛЕВ, М.Г. ГУСЕВ

УМЗ, ЗАО "Джи ЭМ АвтоВАЗ"

Совершенно очевидно, что практический маркетинг на промышленном предприятии в настоящее время превращается в инструментарий, с помощью которого производитель пытается решить производственные, экономические, финансовые, социальные и другие вопросы. Но, думается, маркетинговые исследования сейчас следует вести по проблемам, связанным с совершенствованием сбытовой политики предприятия. И, прежде всего, — четким, на расчетной основе, определением маркетинговых посредников, т. е. структур, помогающих предприятию отладить товародвижение и сбыт готового продукта. Потому что именно этот вопрос, как показывают результаты исследований, проведенных на ряде промышленных предприятий автомобилестроения, для многих из них остается "узким" местом. И вот почему.

Для крупных товаропроизводителей базовая логистика, как известно, рекомендует реализовывать свою продукцию через собственную товаропроводящую дилерскую сеть. Принято считать, что в этом случае выполняются основные требования в отношении производственных услуг, которые включают поставку, предпродажную подготовку и послепродажный сервис во время всего срока службы продукции. Именно поэтому для таких товаропроизводителей дилерские сети давно уже стали частью их маркетингосбытовой системы. Сформировались и два типа взаимоотношений производителей с дилерами: непосредственное подчинение центру маркетинга предприятия (функционально-горизонтальная система управления) либо подчинение маркетинговой управленческой структуре торгового дома предприятия (дивизиональная система). Примеры первого — ОАО "Ульяновский автомобильный завод": функции управления его дилерской сетью осуществляет департамент по маркетингу ульяновского филиала холдинга "Северсталь Авто"; пример второго — ОАО "Ульяновский моторный завод", где функции управления этой сетью взял на себя отдел маркетинга торгового дома "Моторный завод". Но, независимо от типа управления, производитель следует четырем основополагающим принципам практического маркетинга. Во-первых, имеет собственную товаропроводящую сеть для осуществления маркетинговых исследований, разработки и апробации систем управления процессом товародвижения; во-вторых, через товаропроводящую сеть он максимально приближается к потребителям, осуществляя предпродажное обслуживание; в-третьих, с помощью дилерских сетей выполняет комплекс услуг, включая технический сервис реализованной продукции; в-четвертых, использует товаропроводящую дилерскую сеть как источник информации об эксплуатации изделий с целью их совершенствования.

Таким образом, дилерская сеть является основным звеном сбыта продукции предприятия. Например, на УМЗ через нее идет 54 % продаж готовой продукции и запасных частей, а на УАЗе — 89,8 %. И это понятно:

дилерские сети обоих предприятий сформировались достаточно давно, в 1995—1997 гг. Тогда же определились требования, предъявляемые к их посредническим звеньям, и обязанности посредников. Правда, и те, и другие носили несколько декларативный характер, в их основу были заложены показатели, по которым, в общем-то, сложно оценить работу дилера, а тем более — важность перспективы сотрудничества с ним. Вот наиболее характерные требования: "Оперативность получения продукции со складов с завода-продуцента"; "Обязательная финансовая дисциплина и отчетность"; "Возможное осуществление за свой счет и своими силами предпродажной подготовки техники, включая досборку и обкатку"; "Привлечение инвесторов силами дилера" и т. п. В договорные же функции предприятия-производителя обязательно входили контроль за действиями дилерской сети на закрепленном за ним участке рынка; формирование на основе информации, полученной от дилеров, "портфеля заказов" для производства; обучение специалистов из числа сотрудников фирм-участников дилерской сети и т. д.

Данная концепция требований явно устарела. Думается, в ней, кроме требований технического и финансового характера, предъявляемых к дилерам, должны быть четко прописаны отношения, регулирующие посреднические операции с точки зрения системы оплаты и услуг последних (процент с цены или смешанная форма оплаты, или система "кост-плас" и т. д.).

На УМЗ и УАЗе система вознаграждения посредников до сих пор остается прежней и базируется на разнице цен дилера и завода-изготовителя. Что негативно влияет на отношения производителя и его посредника, так как первый фактически передает второму судьбу двухсторонних отношений, а это крайне неэффективно и зачастую даже убыточно для завода.

Совершенно неоправданно отсутствие положительной динамики и в таком звене товаропроводящей сети, как сервисно-сбытовое обслуживание через фирменные СТО. Достаточно сказать, что в 2005 г. средний объем поставок через СТО УМЗ по послегарантийному ремонту составил всего лишь 30—40 тыс. руб. Между тем мировая практика реализации запасных частей через фирменные СТО показывает: предприятие-производитель контролирует и качество запасных частей, и систему дополнительных услуг, а также ценовую составляющую этих позиций. То есть играет роль лидера всей корпоративной товаропроводящей сети. К слову, предприятия сервисно-сбытовой сети фирмы "Фольксваген" через свои СТО реализуют 60 % всех запасных частей к автомобилям этой марки, а ФИАТ — до 54 %. У нас же только ОАО "АвтоВАЗ" и начало так работать. Оно проводит реструктуризацию своей товаропроводящей сети, чтобы все 89 его дочерних фирм в дальнейшем продвигали продукцию ОАО на рынки не только путем прямых продаж, но и в определенной мере реализовывали и ее, и услуги через созданные в обязательном порядке СТО. Для этих целей ВАЗ в пределах вновь формирующихся отношений с "дочками" разрабатывает и внедряет в действие специальный стандарт, важный момент которого — наличие критериев (показателей), используемых для комплексной оценки дочерних фирм сервисно-сбытовой сети. То есть дающих возможность головному предприятию оценивать не только эффективность деятельности дочерних предприятий, но, что еще важнее, уяснить перспективу развития, а следовательно, и реальность дальнейших затрат головного предприятия на каждое из них.

Таких критериев пять. В результате оценки по ним все дочерние фирмы разделены на пять групп, к каждой из которых предъявляют индивидуальные требования в рамках договоров, заключаемых с ними на основе этой оценки.

Что касается технологии оценки, то ее основу составили экономико-статистические методы и эконометрические модели. В частности, метод кластерного анализа.

Этот метод специалисты УМЗ применили и при определении значимости дилеров товаропроводящей сети ОАО "Ульяновский моторный завод". Но, в отличие от ОАО "АвтоВАЗ", для оценки хозяйственной деятельности дилеров завода они взяли не пять, а семь показателей, которые посчитали весомыми: "Объем продаж" (оценивает эффективность продаж в стоимостном выражении); "Условия хранения" (соответствуют ли условия хранения, т. е. наличие и качество вытяжной вентиляции, стеллажей, поддонов, тары, погрузочно-разгрузочных средств и т. д., мировым стандартам); "Продвижение на рынке" (методы продаж, их соответствие плану продаж завода, правилам договорной практики, сложившейся в данном сегменте рынка); "Послепродажное обслуживание (раскрывает положение дел с оказанием сервисных услуг и выручкой, полученной от этих услуг, в том числе и выручку от продаж запасных частей); "Квалификация персонала" (степень обученности кадров не только в техническом плане, но и предусматривает наличие у работников определенных навыков по маркетингу, менеджменту и т. д.); "Условия транспортировки" (логистика поставок, ее соответствие плану продаж, какие виды транспорта и их ценовая составляющая, как выполняются погрузо-разгрузочные работы, складирование и т. д.); "Условия оплаты" (характеризует посредника в плане его платежеспособности, наличия оборотных средств).

Дилер по всем показателям оценивается в баллах (шкала — 10 баллов). Что из этого получилось в отношении каждого из 24 дилеров ОАО "Ульяновский моторный завод", показывает табл. 1.

При проведении анализа использовали метод "ближайшего соседа": процесс кластеризации (группировки) начинается с поиска двух самых близких объектов в матрице расстояний. На последующих шагах к этой группе присоединяется объект, наиболее близкий к одному из уже находящихся в группе. По окончании кластеризации все объекты объединяются в один кластер.

Кластеризация проводится на основе метрики "Евклидовое расстояние". Функция метрики расстояния (R) между дилерами определяется по формуле: $R(x_i, x_j) = \sqrt{\sum_{l=1}^{k} (x_{il} - x_{jl})^2}$ в которой l — показатель в

Таблица 1

№ дилера	Дилер	Место положения дилера	Годовой объем продаж, тыс. руб.	Экспертная оценка, балл, по						
				объему продаж	условиям хранения	продвижению на рынке	послепродажному обслуживанию	квалификации персонала	условиям транспортирования	условиям оплаты
1	"Автоспецмаш"	Екатеринбург	1 782,993	1	5	6	6	7	8	7
2	"Академ-Автоснабсервис"	Томск	3 569,517	1	4	6	6	8	9	7
3	"БелогорскУАЗавтотех-обслуживание"	Белогорск	2 485,598	1	6	5	6	6	8	8
4	"Вираж-Авто"	Ульяновск	24 008,621	6	7	7	7	8	10	9
5	"Воронежавтогазсервис"	Воронеж	1 871,260	1	6	5	5	7	9	8
6	ЗАО "Автоцентр КрасГАЗ-сервис"	Красноярск	2 471,476	1	7	6	7	8	8	7
7	ЗАО "СервисГАЗзапчасть"	Курск	367,191	1	8	7	8	9	9	9
8	"Липецк-УАЗ"	Липецк	1 447,579	1	6	5	6	6	7	8
9	ООО "Магистраль-НН"	Нижний Новгород	995,652	1	7	5	5	7	8	8
10	ООО "Русские машины"	Нижний Новгород	11 142,825	3	7	6	7	8	8	8
11	ООО "АВТОРАЙ"	Ульяновск	28 598,504	7	10	8	9	9	10	9
12	ООО "АТЛАНТ"	Санкт-Петербург	2 602,111	1	8	7	6	7	9	8
13	ООО "АТЛАНТА-1"	Ульяновск	41 895,043	10	9	8	9	9	10	10
14	ООО "ГАЛС-АВТО+"	Москва	2 648,010	1	8	8	8	9	9	8
15	ООО "ИркутскУАЗато"	Иркутск	1 941,874	1	8	6	7	8	7	7
16	ООО "Овен-Авто"	Сыктывкар	1 818,300	1	7	7	7	7	8	8
17	ООО "ФССК"	Томск	1 825,361	1	6	7	8	8	9	8
18	ООО "ЭКС-АВТО"	Пермь	4 215,631	1	8	7	8	8	7	9
19	ООО "ФИРМА "ЭРГОН"	Королёв Моск. обл.	1 853,607	1	6	6	6	7	9	8
20	ПБОЮЛ "Арутюнов О. В."	Волгоград	1 080,388	1	5	5	4	6	8	7
21	"Тверьагроснабкомплект"	Тверь	469,580	1	6	6	5	7	8	9
22	"ЧитаГАЗавтосервис"	Чита	1 341,658	1	7	7	8	7	8	9
23	ЧП "Носов"	Курск	480,172	1	7	6	4	6	8	8
24	ЧП "Терёхин А. В."	Ульяновск	2 097,224	1	8	8	5	6	9	10
Итого			43 010,175	max 10						

баллах; i, j — дилеры. Затем строится матрица расстояний между дилерами; ее формульный вид:

$$R = \begin{bmatrix} 0 & p_{12} & p_{13} & \dots & p_{1n} \\ p_{21} & 0 & p_{23} & \dots & p_{2n} \\ \dots & & \dots & \dots & \dots \\ p_{n1} & p_{n2} & p_{n3} & \dots & 0 \end{bmatrix}$$

(В ней p_{12} — расстояние между дилерами № 1 и 2, p_{13} — расстояние между дилерами № 1 и 3 и т. д.).

Матрица расстояний между дилерами строится в виде табл. 2. Далее идет процесс кластеризации: объединяются дилеры с наименьшим p между ними. Расстояние между вновь полученным кластером дилеров и другими дилерами (кластерами дилеров) полагается равным среднему между последними двумя дилерами, которые составляют новый кластер. Затем строится матрица, при этом вместо расстояний от двух дилеров до других в матрицу заносится расстояние от вновь образованного кластера до других дилеров (кластеров дилеров). Иными словами, объединенная группа дилеров рассматривается как целое с характеристиками, примерно равными средним из характеристик входящих в него дилеров.

Потом процесс кластеризации повторяется до того момента, когда минимальное расстояние превысит пороговое значение (в нашем случае это расстояние равно 4,0). Кластеризацию прекращают и оставляют полученные группировки.

На основании матрицы расстояний между дилерами и кластерами формируются четыре группы дилеров по их привлекательности к сотрудничеству: наиболее перспективное, с уровнем перспективы выше среднего, со средним, а также низшим уровнем перспективы (см. табл. 3).

Из таблицы следует, что, например, дилеров первой группы (ООО "АВТОРАЙ", ООО "АТЛАНТА-1") следует всячески поддерживать. Более того, на их базе

Таблица 2

Дилеры	Расстояние между кластерами дилеров			
11, 13	0,0	4,6	6,6	5,5
4	4,6	0,0	10,6	8,7
1, 2, 3, 5, 8, 9, 19, 20, 21, 23	6,6	10,6	0,0	4,3
6, 7, 10, 12, 14, 15, 16, 17, 18, 22, 24	5,5	8,7	4,3	0,0

Таблица 3

Уровень признательности дилера	№ в табл. 1	Дилеры	Местоположение дилера	Расстояние от первой группы, балл
Наиболее перспективные	11	ООО "АВТОРАЙ"	Ульяновск	—
	13	ООО "АТЛАНТА-1"	Ульяновск	—
С уровнем перспективы выше среднего	4	"Вираж-Авто"	Ульяновск	4,6
Со средним уровнем перспективы	6	ЗАО "Автоцентр КрасГАЗсервис"	Красноярск	8,7
	7	ЗАО "СервисГАЗзапчасть"	Курск	То же
	10	ООО "Русские машины"	Нижний Новгород	"—"
	12	ООО "АТЛАНТ"	Санкт-Петербург	"—"
	14	ООО "ГАЛС-АВТО+"	Москва	"—"
	15	ООО "ИркутскУАЗато"	Иркутск	"—"
	16	ООО "Овен-Авто"	Сыктывкар	"—"
	17	ООО "ФССК"	Томск	"—"
	18	ООО "ЭКС-АВТО"	Пермь	"—"
	22	ЧитаГАЗавтосервис	Чита	"—"
	24	ЧП "Терёхин А. В."	Ульяновск	"—"
С низким уровнем перспективности	1	"Автоспецмаш"	Екатеринбург	10,6
	2	"Академ-Автоснабсервис"	Томск	То же
	3	"БелогорскУАЗавтотехобслуживание"	Белогорск	"—"
	5	"Воронежавтогазсервис"	Воронеж	"—"
	8	"Липецк-УАЗ"	Липецк	"—"
	9	ООО "Магистраль-НН"	Нижний Новгород	"—"
	19	ООО "ФИРМА "ЭРГОН"	Королёв Моск. обл.	"—"
	20	ПБОЮЛ "Арутюнов О. В."	Волгоград	"—"
	21	"Тверьагроснабкомплект"	Тверь	"—"
	23	ЧП "Носов"	Курск	"—"

можно создать показательный участок сети, поскольку у них наибольшие объемы продаж, самые высокие значения всех качественных показателей, а затратный механизм завода по отношению к этой группе минимален. Рекомендациями может служить образование на их базе СТО, пересмотр системы их вознаграждений заводом, переход на систему "кост-плас".

Почти то же самое можно сказать и про дилеров второй группы ("Вираж-Авто"). Но есть и рекомендации: повысить квалификацию персонала, особенно занимающегося предпродажным обслуживанием, создать гарантийные СТО, перейти на систему "кост-плас", увеличить задания по объему продаж.

Анализ третьей группы показывает, что объемное и стоимостное выражение работ всех членов кластера нуждается в увеличении. Но, учитывая, что потребность в запасных частях в данном секторе рынка представляется заводу перспективной, нужно стимулировать внимание дилеров на эффективность проведения рекламной кампании, создании нескольких крупных СТО или ремонтных заводов (мастерских), поддержать дилеров в финансировании целевых программ (расширение дилерской корпоративной сети, увеличение числа точек продаж, обслуживания и т. д.).

Члены четвертой группы имеют явные проблемы по ряду показателей. У всех — низкий объем продаж и уровень послепродажного обслуживания, а у некоторых ("Автоспецмаш", "Академ-Автоснабсервис", ПБОЮЛ "Арутюнов О.В.") — и плохие условия хранения. Предложения: пересмотреть условия хранения продукции, организовать склады, соответствующие стандартам; создать гарантийные СТО; пересмотреть организационную структуру в сторону объединения дилеров, работающих в одном секторе рынка. Такая реструктуризация положительно скажется на всем процессе совершенствования сбытовой политики предприятия-изготовителя. Очевидно и то, что этот процесс даст возможность расширить корпоративную товаропроводящую сеть, а следовательно, увеличить рентабельность продаж.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией
быстрее и удобнее с помощью электронной почты.
Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

АМ-факты

В ОАО "Заволжский моторный завод" собрана первая опытно-промышленная партия бензиновых четырехцилиндровых двигателей класса "Евро-3". Из них три — двигатели ЗМЗ-40904.10 (2,7 л) — предназначены для комплектации внедорожников Ульяновского автозавода, шесть — ЗМЗ-40524.10 (2,5 л) — пойдут на комплектацию "ГАЗелей". Они собраны на главном заводском сборочном конвейере, где в настоящее время ведется промышленная сборка двигателей класса "Евро-2". Цель выпуска опытно-промышленных партий "Евро-3" — апробировать технологический процесс сборки новой продукции до момента перехода на ее массовый выпуск и дать возможность автозаводам-потребителям провести отладку технологических процессов уже у себя, при сборке автомобилей.

С целью повышения надежности и доведения до требований "Евро-3" (токсичность, шумы, радиопомехи, испарения) в новых моторах ЗМЗ-40904.10 и ЗМЗ-40524.10 изменена конструкция блока цилиндров (за счет чего достигнуто снижение монтажных деформаций цилиндров вдвое), применена новая цилиндропоршневая группа (фирмы "Федерал Могул"), позволившая снизить расход масла и улучшить энергетические характеристики. Кроме того, использованы новые прокладки под переднюю крышку, водяной насос, масляный картер и крышки передней и задней головки цилиндров, что позволяет исключить подтекания.

На всех новых двигателях ЗМЗ класса "Евро-3" применена электрическая педаль акселератора ("Бош" и "Сименс"), пластиковый модуль с новой системой вентиляции картерных газов и новые уплотнители этого модуля, двухслойная металлическая прокладка головки блока цилиндров "Эрлинг Клинджер", индивидуальные катушки зажигания и новые датчики системы управления ("Бош"), топливная рампа из нержавеющей стали ("Бош" и "Сименс"). В приводе вспомогательных агрегатов введен автоматический натяжитель ремня ("Литенс"), что позволит полностью исключить необходимость в обслуживании ременного привода вспомогательных агрегатов.

Двигатели прошли 700-часовые испытания на надежность и подтвердили неизменность параметров. Испытания в составе автомобилей ГАЗ и УАЗ подтвердили выполнение требований "Евро-3".

По информации пресс-службы ЗМЗ

●

Решением арбитражного суда Курганской области на Курганском заводе колесных тягачей было прекращено производство по делу о несостоятельности (банкротстве) в связи с полным погашением всех требований кредиторов, включенных в реестр.

Принятая стратегия развития **ОАО "Русич"—КЗКТ** на период до 2012 г. предполагает создание ряда дочерних предприятий ОАО "Русич"-КЗКТ. Это позволит расширить номенклатуру, сформировать бизнес-структуры, ориентированные на самостоятельные рынки сбыта своей продукции. В результате реорганизации будут созданы следующие четыре предприятия.

ООО "Завод спецшасси КЗКТ". В его состав войдут: сборочное производство, цеха: прессовый, окрасочный, термический, литейный, гальванический. Предприятие будет изготовлять спецшасси: для буровых установок, для тяжелого внедорожного автокрана, для "военного заказчика", а также ныне выпускаемый тягач КЗКТ-7428. Номенклатура продиктована потребностью растущего рынка нефтегазового комплекса.

ООО "Курганский завод автомобильных прицепов". Завод будет производить тяжелые прицепы и полуприцепы в "дорожном габарите", предназначенные для междугородных перевозок тяжелой строительной техники и КЗКТ-9101, прицепы для использования с тягачами прочих производителей, прицепы под мобильные буровые установки и другое оборудование.

ООО "Механический завод корпусных деталей". Функционал предприятия — высокоточная обработка корпусных деталей на станках с числовым программным управлением. Будет производить корпусные детали из стали, чугунов, мягких металлов и сплавов, а также высокоточные корпусные детали. Потенциальные клиенты — производители нефтегазозапорного оборудования и арматуры, автокомпонентов и автотракторной техники.

ООО "Кузнечно-прессовый завод "Русич". Завод будет специализироваться на производстве поковок из стали, сплавов, арматуры высокого давления, а также специальной продукции для ОАО "Российские железные дороги".

На всех заводах планируется построение системы менеджмента качества по ISO 9000. Прогнозируемая суммарная выручка при реализации проекта — 3 млрд руб. Плановая численность персонала — 2000 человек.

Для управления заводами создается Управляющая компания ОАО "КЗКТ". В ее функции будет входить стратегическое управление холдингом, оперативный контроль деятельности дочерних обществ, погашение ранее возникших обязательств. В 2008 г. будут представлены инвестиционные проекты, реализовать которые планируется до 2012 г. Новая структура позволит оптимизировать системы управления, соответствующие современным требованиям эффективной организации производственных процессов предприятия.

По информации пресс-службы "Русич" — КЗКТ

●

Корпорация "Российские технологии" и фирма "Рено" станут равными акционерами ВАЗа в долгосрочном партнерстве: после реструктуризации в первой половине 2008 г. капитала ОАО "АвтоВАЗ", будет образован холдинг, в котором "Рено" и "Российские технологии" получат по 25 % акций.

ВАЗ и "Рено" намерены обменяться технологиями и ноу-хау, особенно в области инжиниринга, производства и маркетинга с целью улучшить привлекательность, конкурентоспособность и качество продукции ВАЗа. Партнеры также обменяются менеджерами в различных сферах профессиональной деятельности с целью усилить связи между компаниями и ускорить процесс преобразования ВАЗа в производителя мирового уровня с производственными мощностями более миллиона автомобилей в год.

В рамках данного партнерства также запланировано сотрудничество в области сборки двигателей и коробок передач, которыми будут оснащаться автомобили ВАЗ и "Рено". Платформы и двигатели "Рено" позволят ВАЗу в короткие сроки обновить и обогатить всю линейку своих моделей привлекательными и высококачественными автомобилями. Это относится, в первую очередь, к проекту марки "Лада С". Инвестиции позволят значительным образом способствовать укреплению конкурентной позиции "Рено" (и в целом альянса "Рено-Ниссан") на российском рынке.

По информации пресс-служб ВАЗа и "Рено"

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.114.2

ТЯЖЕЛЫЕ АВТОМОБИЛИ-ТЯГАЧИ С ДВУМЯ ДВИГАТЕЛЯМИ

Канд. техн. наук Б.М. ТВЕРСКОВ

Курганский ГУ

На тяжелых автомобилях-тягачах, как известно, устанавливаются двигатели мощностью 500 кВт (750 л. с.) и более. Так, максимальная мощность двигателя четырехосного тягача КЗКТ-7428, выпускаемого Курганским заводом колесных тягачей, равна 478 кВт (650 л. с.), а удельная мощность автопоезда с этим тягачом — 5,1 кВт (6,93 л. с.) на 1 т его полной массы. Удельная же мощность обычных грузовых автомобилей составляет 8,8—11 кВт/т (12—15 л. с./т). Поэтому тяжелый автопоезд на подъемах, особенно затяжных, становится помехой транспортному потоку. И чтобы этого избежать, удельная мощность такого автопоезда, очевидно, должна быть не менее той, какую имеют грузовые автомобили. Другими словами, если полная масса автопоезда с тягачом КЗКТ-7428 составляет 90 т, то мощность двигателя должна быть в диапазоне 800—960 кВт (1090—1350 л. с.).

Но, к сожалению, автомобильные двигатели такой мощности отечественные моторные заводы не производят. Спроектировать же и наладить выпуск нового двигателя дело не только дорогое, но и долгое (на его создание, доводку и постановку на производство уходит несколько лет). Кроме того, тяжелых АТС нужно не так уж и много, выпускают их обычно небольшими сериями, и поэтому изготовление для них специального двигателя требуемой мощности экономически не всегда оправдано. Отсюда напрашивается вывод: тяжелые тягачи необходимо оснащать не одним, а двумя уже стоящими на производстве двигателями, суммарная мощность которых равна требуемой.

Рассмотрим данную проблему.

Максимальная мощность любому АТС необходима в довольно ограниченном числе случаев: при движении с полной нагрузкой на максимальной скорости, обгонах, подъемах и в тяжелых дорожных условиях, т. е. в условиях, в которых автомобиль работает не все-

гда. Разница в массе груженого и негруженого автопоезда составляет 1,5—2 раза, а разница в массе тягача и груженого автопоезда — 4 раза. Для движения негруженого автопоезда практически в любых условиях и груженого на дорогах без больших подъемов достаточно одного двигателя. То есть, если двигателя два, то они могут работать по очереди, что увеличит ресурс тягача.

Немаловажно и то, что такое использование двигателей существенно снижает расход топлива. Причем не только потому, что один из них длительное время не работает, но и за счет того, что второй более загружен, следовательно, работает по характеристике с большим КПД. Так, расчеты показывают: реальная экономия топлива от выключения одного из двигателей, когда нет необходимости в работе двух, составит не менее 20—30 %.

Замена одного мощного двигателя двумя менее мощными выгодна и с еще одной точки зрения: выпускаемый небольшими сериями двигатель большой мощности в несколько раз дороже двигателя меньшей мощности, но крупносерийного. Например, устанавливаемый на тягаче КЗКТ-7428 дизель ЯМЗ-8401.10-04 в середине 2007 г. стоил 769 тыс. руб., тогда как двигатель ЯМЗ-238Н, развивающий максимальную мощность 242 кВт (330 л. с.), в это же время — 320 тыс. руб. Таким образом, два двигателя дешевле одного, равный их суммарной мощности. Причем это давно выпускаемые двигатели. Изготовленный же по специальному заказу новый двигатель мощностью свыше 740 кВт (1000 л. с.), большинство деталей которого оригинальные, будет стоить значительно дороже, чем тот же ЯМЗ-8401.10-04.

И последнее. Оснащение машины двумя двигателями — дело не новое. Опыт эксплуатации колесной техники с двумя двигателями есть как за рубежом, так и в России. Например, два двигателя стоят на четырехосном автомобиле БАЗ-135, БТР-60 и др. Правда, установка двух двигателей в ряде случаев вызывалась стремлением повысить живучесть боевых машин: в случае выхода из строя или боевого повреждения одного двигателя экипаж может воспользоваться вторым. Однако чаще два двигателя ставят все-таки из-за отсутствия одного достаточной мощности. Подобрать же двигатели, развивающие вполовину меньшую нужной максимальную мощность, как правило, значительно проще: их выпускают в большом количестве, конструкция хорошо отработана, имеется база для ремонта и обслуживания, что упрощает эксплуатацию автомобиля.

Но установка двух двигателей связана с определенными трудностями.

Во-первых, их непросто разместить на машине. Это можно сделать лишь на автомобилях-тягачах, имеющих достаточную длину и ширину. Во-вторых, необходимы меры, исключающие взаимное влияние крутильных колебаний коленчатых валов двигателей. В-третьих, при работе двигателей развиваемые ими мощности и скорости вращения коленчатых валов должны быть синхронизированы. При этом число агрегатов трансмиссии может удвоиться.

Но все эти проблемы вполне разрешимы. Скажем, размеры того же тягача КЗКТ позволяют разместить два двигателя без увеличения его длины. Кроме того, в отличие от БТР-60, где обслуживание двигателей затруднено из-за того, что они установлены в тесном корпусе машины, на КЗКТ облицовка моторного отсека легко снимается, облегчая доступ к двигателям.

Что касается синхронизации частот вращения коленчатых валов, то здесь особых проблем тоже нет. Ведь эта частота зависит от нагрузки на двигатель, что ведет к автоматическому выравниванию скоростей вращения обоих коленчатых валов. Нет проблем и с подключением второго двигателя: он включается при больших нагрузках, т. е. когда двигатели должны развить максимальную мощность. Обеспечить такой режим из-за крайних положений регулятора несложно: рейки ТНВД дизелей или дроссельные заслонки карбюраторных двигателей при максимальной мощности занимают крайние положения (стоят на упоре).

Крутящий момент может передаваться к колесам автомобиля либо через одну трансмиссию, для чего за двигателями устанавливается суммирующий редуктор, либо каждый из двигателей соединен с различными мостами. Но в первом случае появляется необходимость исключения резонансов крутильных колебаний в системе, соединяющей двигатели, или их снижение до уровня, который не приводил бы к разрушению деталей трансмиссии и двигателя. И как этого добиться, в общем-то, известно, потому что ясна причина появления резонанса колебаний в трансмиссии, соединяющей два двигателя, — работа их коленчатых валов с одинаковой частотой вращения.

Как и то, что колебания крутящего момента особенно велики при пуске и остановке двигателей, в связи с чем в сдвоенной силовой установке их нужно пускать и выключать один за другим.

Конечно, резонанс возможен не только при пуске и остановке, но и во всем рабочем диапазоне частот вращения коленчатых валов. Колебания крутящего момента в этом диапазоне, по сравнению с теми, что наблюдаются при пуске, небольшие, из-за чего данный резонанс менее опасен. Кроме того, значительных резонансов в этом диапазоне бывает не более одного—двух и зависят они от параметров трансмиссии (масс и жесткостей ее элементов). Причем, если амплитуды колебаний крутящего момента в дотрансформаторной зоне при отсутствии резонанса составляют 0,1—0,2, то при резонансах — от 0,5 до 3,5 значений максимального крутящего момента двигателя. Что даже несколько больше, чем при пуске двигателя (там амплитуды колебаний в дотрансформаторной зоне равны 1,5—2,5 максимального крутящего момента, а через 2—3 с после пуска уменьшаются до значений, соответствующих безрезонансным колебаниям в рабочем диапазоне оборотов, т. е. 0,1—0,2 максимального крутящего момента).

Для выравнивания действия крутящих моментов на трансмиссию в системе, соединяющей двигатели, в принципе, можно использовать дифференциал. Однако при высокой частоте вращения коленчатых валов его эффективность из-за влияния инерции деталей как самого дифференциала, так и других узлов транс-

миссии будет незначительной. Поэтому нужны другие устройства. Например, если коробка передач механическая, то устройство, разъединяющее двигатели во время их пуска и остановки, а также при резонансах в диапазоне рабочих режимов должно выключать передачу в коробке передач и отключать сцепление. Если на тягаче стоит ГМП и каждый из двигателей соединен со своим гидротрансформатором, то крутильные колебания устраняются автоматически, причем практически полностью, и таким образом взаимное влияние двигателей исключается. Кроме того, гидротрансформаторы не только исключают резонанс, но и увеличивают момент в режиме его трансформации.

Есть и другие пути решения задачи. К примеру, на один из двигателей можно установить гидромуфту, а второй подключить к колесам тягача через механическую трансмиссию. Полезной при резонансе может оказаться и фрикционная муфта предельного момента, ограничивающая крутящий момент, т. е. устраняющая условия появления резонанса.

При появлении резонанса гидротрансформаторы или гидромуфта должны автоматически разблокироваться. (Кстати, необходимость в автоматическом разблокировании имеется и на тягаче с одним двигателем.) Дело в том, что опасные для прочности трансмиссии колебания крутящего момента, как установлено в ходе специальных исследований, после разблокирования гидротрансформатора немедленно исчезают. Водитель же не всегда может определить необходимость разблокирования даже при резонансе, когда амплитуда колебаний крутящего момента в 3—3,5 раза превышает амплитуду колебаний максимального крутящего момента двигателя.

Если двигатели соединены с разными мостами (колесами), связь их через трансмиссию отсутствует, что исключает взаимное влияние и появление резонанса при совпадении частот вращения коленчатых валов. В этом случае снижение крутильных колебаний каждой из трансмиссий выполняется обычным порядком.

На основе рассмотренных выше соображений разработаны два варианта установки двух двигателей на четырехосном тягаче КЗКТ.

При первом из них двигатели располагаются (рис. 1) параллельно, за кабиной. Между собой они соединены карданными валами *9* с промежуточными редукторами *4*, которые служат для изменения направления силового потока и уменьшения углов в карданной передаче за счет расположения выходного вала редуктора ниже входного. (Изменение направления потока позволяет разместить двигатели без увеличения длины тягача.) Промежуточные редукторы, в свою очередь, связаны с суммирующим редуктором *8*, а он — с коробкой передач. Промежуточные редукторы могут использоваться, кроме того, для привода генератора, насоса, вспомогательного оборудования и пр.

При расположении суммирующего редуктора под двигателями имеется возможность сделать карданные валы сравнительно большой длины и, следовательно, расположить их с небольшими углами. Коробка передач и остальные агрегаты трансмиссии остаются на тех

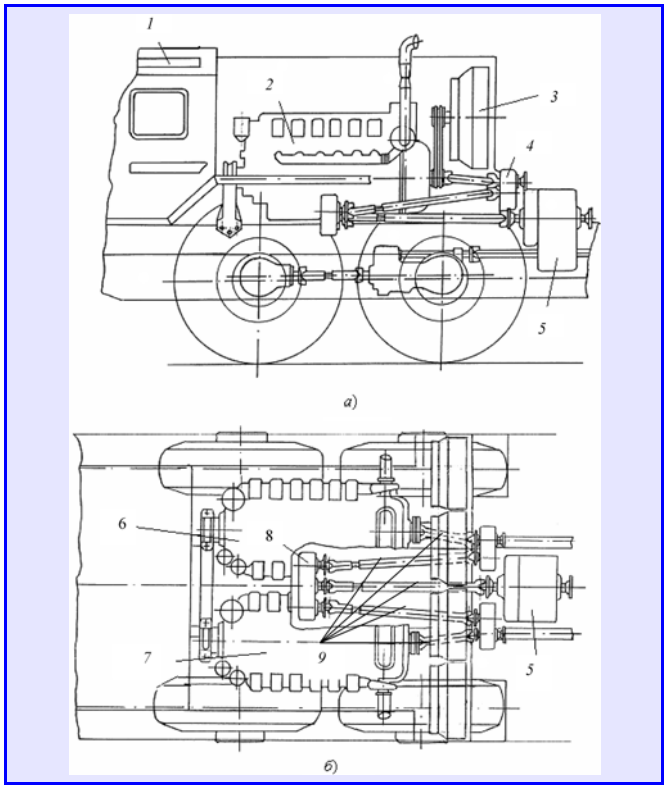


Рис. 1. Схема варианта с параллельным расположением двигателей:
1 — кабина; *2* — моторный отсек; *3* — радиатор; *4* — промежуточный редуктор; *5* — коробка передач; *6* и *7* — двигатели; *8* — суммирующий редуктор; *9* — карданные валы

же местах, какие они занимали на тягаче с одним двигателем.

Радиаторы *3* системы охлаждения размещаются за двигателями, поперек тягача; на крыше моторного отсека имеются направляющие для воздушного потока. Чтобы обеспечить нужный теплотосъем, радиаторы увеличены и по высоте, и по длине. Дополнительно двигатели могут обдуваться имеющимися на них вентиляторами. При этом для их привода не требуются сложные конические редукторы как это выполнено на тягачах с расположением радиаторов с двух сторон вдоль тягача.

Моторная установка вместе с трансмиссией получается компактной, не выходящей по своим размерам за пределы существующего моторного отсека тягача с одним двигателем.

Второй вариант (рис. 2) — двигатели расположены справа от кабины. Здесь тоже не требуется увеличения габаритных размеров тягача, поскольку двигатели размещаются один за другим, причем задний (*3*) — маховиком вперед. Так как маховики развернутых двигателей вращаются в противоположные стороны, то они соединены с разными шестернями суммирующего редуктора *6*. При этом задний двигатель установлен немного выше переднего, чтобы уменьшить угол расположения карданного вала *4*, соединяющего передний двигатель *1* и суммирующий редуктор.

В обоих рассматриваемых вариантах двигатели соединены с одной трансмиссией, включающей одну ко-

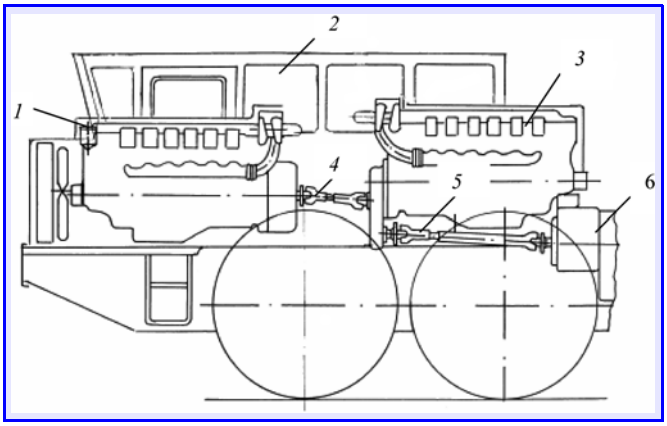


Рис. 2. Схема варианта с последовательным расположением двигателей:
1 — передний двигатель; *2* — кабина тягача; *3* — задний двигатель; *4* и *5* — карданные валы; *6* — суммирующий редуктор; *7* — радиатор

робку передач, одну раздаточную коробку и т. д. Но в этом случае возникает, как сказано выше, серьезная задача — исключить или хотя бы снизить до приемлемого уровня крутильные колебания в системе, соединяющей двигатели. Если они связаны с разными ведущими мостами, как, например, сделано на четырехосных БТР-60, где один подключен к первому и третьему ведущим мостам, а второй — ко второму и четвертому, взаимное влияние двигателей в отношении их крутильных колебаний отсутствует, но требуются две коробки передач, два сцепления, две раздаточные коробки и двойные приводы управления ими. На БАЗ-135 использована бортовая схема привода колес, где каждый двигатель приводит колеса одной стороны. Здесь также потребовались две трансмиссии (два сцепления, две коробки передач, две раздаточные коробки), общие приводы управления ими, что нельзя отнести к преимуществам такой конструкции из-за ее сложности. Но каждая из трансмиссий передает крутящий момент вполовину меньший, чем когда оба двигателя соединены с одной трансмиссией, поэтому они менее нагружены.

При расположении двигателей справа от кабины ее верхний боковой угол выходит за пределы допускаемого европейского, с узкой колеей, железнодорожного габарита (ГОСТ 9238—83 02 ВМ). Чтобы вписаться в этот габарит, угол кабины сделан разборным, а выходящая за пределы габарита часть крыши соединена с остальной ее частью шарнирами. Также на шарнирах установлены выступающие за габарит рамка переднего стекла, части задней и боковой стенок кабины и дверь водителя. Для перевозок же тягачей по российским железным дорогам складывать угол кабины не требуется.

Масса устанавливаемого на тягаче дизеля ЯМЗ-8401.10-04 — 1,8 т, масса тягача КЗКТ-7428 — 22 т, нагрузка на седельно-сцепное устройство — 27 т. Таким образом, масса двух двигателей не столь значительна, чтобы заметно влиять на поперечную устойчивость тягача, когда двигатели располагаются справа. Способствует хорошей устойчивости и большая ширина тягача по наружным боковинам шин размером 18,00—24.

Во втором варианте двигатели и система их охлаждения вынесены вперед, что позволяет лучше охлаждать их встречным потоком воздуха.

Таким образом, на выпускаемых небольшими сериями тяжелых тягачах применена мощная силовая установка, состоящая из двух хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации двигателей, для которых имеется база для ремонта и обслуживания. Кроме того, потребитель получает и еще ряд выгод: стоимость двух серийных двигателей может быть в несколько раз ниже одного специально изготовленного; так как движение автопоезда возможно на одном двигателе, когда условия это позволяют, расход топлива может быть значительно снижен, а срок службы двигателей за счет их работы по очереди увеличен.

УДК 621.436.038

Система подачи топливных эмульсий в быстроходный дизель

Кандидаты техн. наук В.И. МАЛЬЧУК и Ареф Абед Али
МАДИ (ГТУ)

В мировой практике известны различные пути и способы комплексного решения двух главных проблем дизелестроения — токсичности отработавших газов и снижения расхода топлива. Один из них — использование смесей традиционного (дизельного) и альтернативных (спирты, эфиры, сжиженные газы, растительные масла) топлив. Хорошие результаты по уменьшению токсичности отработавших газов дизелей могут быть получены также за счет добавления к дизельному топливу присадок общего действия, в частности, воды.

Однако спирты практически не растворяются в дизельном топливе, а вода в нефтяных углеводородах приводит к расслоению смеси. Поэтому на практике применяются спиртотопливная (СТЭ) и водотопливная (ВТЭ) эмульсии, в которых спирты и воду можно рассматривать как присадки к основному (дизельному) топливу. Их долю $K_п$, как и долю любой присадки, следует оценивать по формуле $K_п = G_п/(G_п + G_т)$, в которой $G_п$ и $G_т$ — соответственно масса присадки и топлива в смеси.

Топливные эмульсии получают различными способами. Но наибольшее распространение получили диспергаторы, работающие независимо и вне топливной аппаратуры. Правда, данная система достаточно инерционна, и чтобы ее перестроить на другое значение $K_п$, требуется время. А это не всегда удобно. Дело в том, что оптимальная величина $K_п$ топливной эмульсии зависит от режима работы дизеля. Поэтому диспергаторы малоприемлемы для быстроходных дизелей, в которых время изменения режима работы может составлять доли секунды. Кроме того, применение ВТЭ

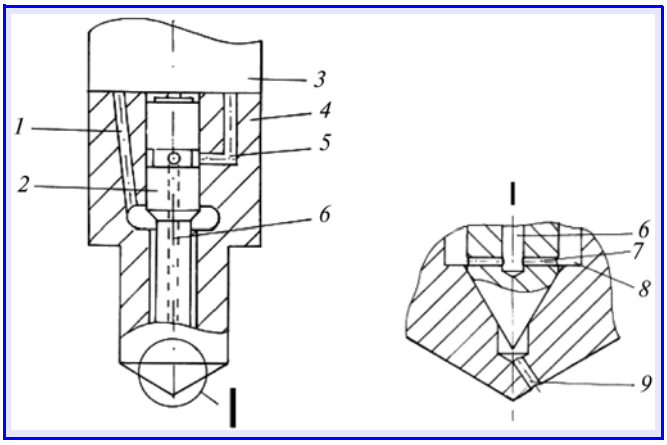


Рис. 1. Схема распылителя форсунки двухтопливного дизеля:
1, 5, 6 и 7 — каналы подвода компонентов эмульсии к распыливающим отверстиям; *2* — запирающая игла распылителя; *3* — корпус форсунки; *4* — корпус распылителя; *8* — полость смешения компонентов эмульсии; *9* — распыливающее отверстие

и СТЭ в быстроходных дизелях может сопровождаться увеличением периода задержки воспламенения и динамических показателей рабочего процесса. Наконец, весьма сомнительна эффективность этих эмульсий на режимах пуска и прогрева. Поэтому целесообразность регулирования $K_п$ как с учетом режима работы дизеля, так и в процессе впрыскивания эмульсии в камеру сгорания очевидна. В частности, желательно в начале процесса впрыскивания подавать в камеру сгорания дизеля эмульсию с минимальным содержанием присадки, а подачу же основной массы топливной эмульсии и окончание процесса впрыскивания осуществлять с последующим увеличением доли присадки.

Такой принцип подачи обеспечивает в различных зонах камеры сгорания различное содержание компонентов смеси, что позволяет реализовать в ней зональное смесеобразование. При этом характеристики эмульсии должны быть оптимизированы с учетом режима работы дизеля.

Именно такой подход и использует разработанная в МАДИ (ГТУ) топливная система, имеющая в своем составе два насоса, один из которых подает к форсунке дизельное топливо, а второй — присадку.

Эти компоненты затем смешиваются в полости распылителя, расположенной у основания запирающих конусов его иглы и корпуса.

Рассмотрим конструкцию и некоторые результаты исследований данной системы.

В ней для подачи дизельного топлива применен ТНВД "Бош" размерности "А", для подачи присадки (вода) — насос "Моторпал" размерности "А". Форсунка (рис. 1) — штатная, но доработанная: в ней предусмотрены отдельные каналы для подвода топлива и присадки к распылителю.

Почему в качестве присадки была выбрана именно вода? Причин тому две. Во-первых, она абсолютно нерастворима в дизельном топливе, что методически выгодно с точки зрения достоверности результатов испытаний; во-вторых, она обладает большими возможностями с точки зрения уменьшения токсичности отработавших газов дизелей.

Исследования проводились в два этапа. Первый — определение характеристик впрыскивания, массовой доли присадки в эмульсии в каждый момент процесса топливоподачи, дисперсности распыленной ВТЭ; второй — оценка эффективности опытной топливной аппаратуры непосредственно на двигателе.

Несколько слов об условиях экспериментальных исследований.

Первый их этап проводили на механическом стробоскопе щелевого типа. Размер щели его диска — 1 град. поворота вала насоса. (Эта методика хорошо известна.) Значения $K_п$ в эмульсии определяли по расходу через распыливающие отверстия распылителя на каждом градусе поворота вала насоса. Значения $K_п$ оценивали по изменению плотности ВТЭ в каждой пробе. Особенность оценки дисперсности распыленной ВТЭ состояла в следующем.

Распыленная ВТЭ улавливалась поверхностью стеклянной пластины, установленной на таком расстоянии от распылителя, при котором исключался "жесткий" контакт капель энергоносителя с пластиной. В результате на поверхности последней наблюдалась прозрачная пленка дизельного топлива с капельками воды, находящимися во взвешенном состоянии и имеющими довольно четкие границы. Размер этих капель оценивали по среднему объемному диаметру d_{30} с помощью микроскопа и методики, разработанной в МАДИ (ГТУ). Полученными таким образом значениями d_{30} характеризовалась дисперсность распыленной ВТЭ.

Второй этап исследований — определение токсичности отработавших газов и динамических показателей его рабочего процесса.

Результаты исследований характеристик впрыскиваний, $K_п$ и d_{30} приведены на рис. 2 и 3. На них ΔG — массовая подача ВТЭ за один градус поворота вала на-

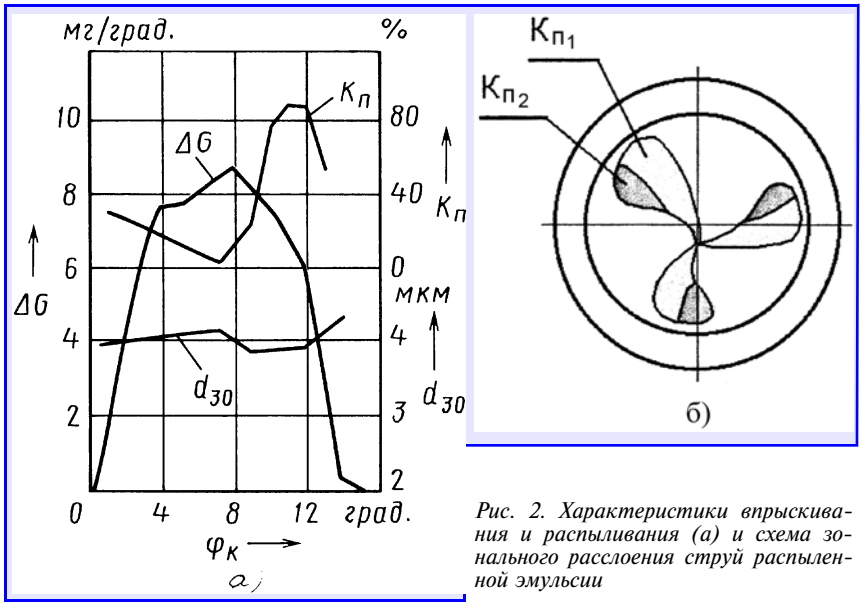


Рис. 2. Характеристики впрыскивания и распыливания (а) и схема зонального расслоения струй распыленной эмульсии

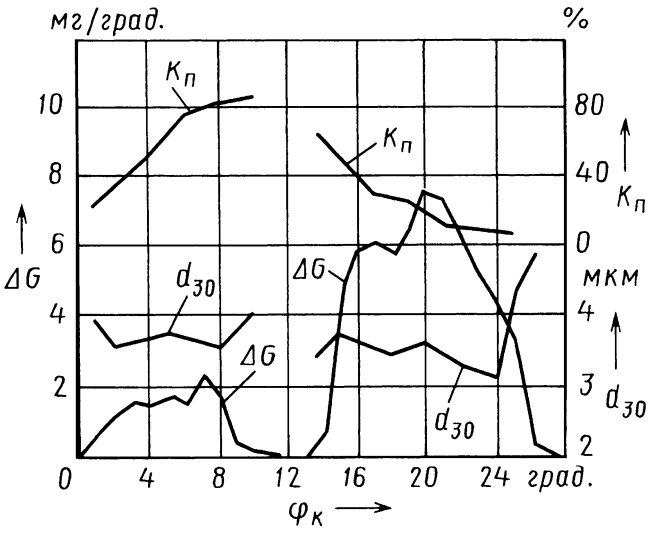


Рис. 3. Характеристики впрыскивания и распыливания эмульсии

соса; p_e — среднее эффективное давление в цилиндре. Режим испытаний: частота $n_к$ вращения вала насоса — 1000 мин$^{-1}$; цикловая подача $q_т$ дизельного топлива — 50,6 мг; цикловая подача $q_п$ воды — 20,02 мг.

В первом случае (см. рис. 2) оба насоса осуществляли совместную подачу компонентов ВТЭ к форсунке (геометрические начала подачи одинаковые); во втором (рис. 3) — присадка подавалась с опережением ($\Delta\varphi_к$) по отношению к дизельному топливу ($\Delta\varphi_к = 13°$).

Из рис. 2 видно, что топливная система обеспечивает в начальный период процесса подачу ВТЭ с незначительным ($K_п = 6÷30$ %) содержанием присадки. При этом минимальное значение $K_п$ наблюдается при $\varphi_к = 6÷8°$, т. е. когда подается максимальное количество эмульсии. С уменьшением же подачи ВТЭ, т. е. при $\varphi_к > 8°$, доля присадки в ВТЭ возрастает и при $\varphi_к = 10÷12°$, $K_п = 80÷90$ %.

Результаты исследований дисперсности распыленной ВТЭ показали, что средний объемный диаметр капель воды, находившихся во взвешенном состоянии в топливе, изменяется в процессе впрыскивания в незначительных пределах (см. рис. 2). Причем на этом режиме однозначной зависимости d_{30} от $K_п$ практически не наблюдалось, хотя значение $K_п$ изменялось в широких ($K_п = 6÷90$ %) пределах. Некоторое относительное увеличение d_{30} было получено только в конце процесса впрыскивания, когда $\Delta G < 2$ мг/град.

В процессе впрыскивания распыленная струя ВТЭ сносится воздушным потоком (см. рис. 2, *б*). Поэтому в различных объемах каждой зоны смешения топлива и окислителя наблюдаются различные значения $K_п$, т. е. имеет место расслоение струй распыленной эмульсии по $K_п$. Оно, согласно классификации МАДИ (ГТУ), рассматривается как зональное. При этом принято, что число зон в камере сгорания дизеля равно числу распыливающих отверстий распылителя. Но очевидно, что степень расслоения эмульсии в заданной зоне камеры сгорания зависит как от характеристик впрыскивания и $K_п$, так и от газодинамических параметров потока окислителя.

Одна из особенностей разработанной в МАДИ (ГТУ) системы состоит в том, что она, как сказано выше, обеспечивает независимую подачу компонентов эмульсии во времени с возможностью полного исключения одного из них.

Так, при значительном опережении подачи присадки по отношению к подаче дизельного топлива наблюдался двойной впрыск ВТЭ (см. рис. 3), хотя режимные параметры насосов ($n_к$, $q_т$, $q_в$), по сравнению с предыдущими (см. рис. 2), не менялись. В результате за время впрыскивания первой дозы энергоносителя ($\varphi_к = 0÷11°$) значение $K_п$ увеличивалось с 35 до 82 %, т. е. на таком режиме работы системы топливоподачи ВТЭ состоит в основном из присадки. Но полученная в данный период впрыскивания зависимость $K_п = f(\varphi_к)$ — частный случай, и она определяется конструктивными и регулировочными параметрами системы.

В последующие моменты времени рассматриваемого процесса, при впрыскивании основной части эмульсии, величина $K_п$ убывает, и окончание подачи происходит при $K_п = 7÷8$ %.

Весьма характерно, что и на этом режиме значения средних диаметров капель воды в ВТЭ в процессе впрыскивания первой и второй доз энергоносителя изменяются в узких ($d_{30} = 3÷5$ мкм) пределах. Причем в середине процесса впрыскивания каждой дозы ВТЭ

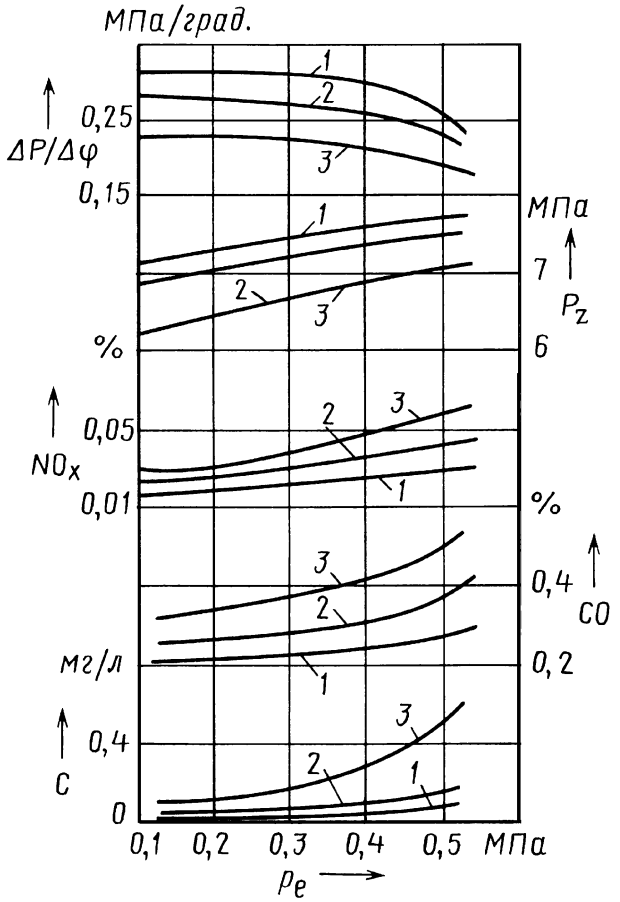


Рис. 4. Влияние среднего эффективного давления и $K_п$ на токсичность отработавших газов и динамические показатели процесса сгорания эмульсии:
1 — $K_п = 0$; *2* — $K_п = 0{,}2$; *3* — $K_п = 0{,}3$

($\varphi_к = 2 \div 8°$ и $\varphi_к = 15 \div 22°$) значения $d_{30} = 3{,}5$ мкм, хотя объемные подачи эмульсии отличаются в 2—4 раза. И только при окончании подачи дозы ВТЭ, т. е. при $\varphi_к > 24°$, наблюдается незначительное увеличение ($d = 4{,}5 \div 5$ мкм). В эти периоды впрыскивания $K_п = 5 \div 6$ % и $\Delta G = 1 \div 3$ мг/град. Отсюда следует, что для рассмотренной конструкции форсунки дисперсность ВТЭ мало зависит от характеристик впрыскивания, а определяется процессами, имеющими место в полостях распылителя.

Результаты моторных испытаний рассмотренной комплектации топливной системы (опыты проводились при $n_к = 1800$ мин$^{-1}$, переменной нагрузке и $K_п = 20 \div 30$ %) приведены на рис. 4.

Как видим, наилучшие результаты с точки зрения токсичности отработавших газов получены при $K_п = 30$ %.

Так, если сравнить режимы при $p_e = 0{,}5$ МПа, но при $K_п = 30$ % с $K_п = 0$ в отработавших газах в первом случае содержание сажи оказывается меньше почти в 8,5 раза, монооксида углерода — в 2,5 раза и оксидов азота — в 2,2 раза. Правда, при $K_п > 30 \div 40$ % имело место некоторое ухудшение топливной экономичности дизеля и стабильности рабочих циклов, что характерно прежде всего на малых p_e.

И еще одно: влияние присадки на характеристики отработавших газов в наибольшей степени проявляется при больших нагрузках. Например, при $p_e = 0{,}5$ МПа увеличение $K_п$ с нуля до 20 % уменьшает содержание сажи в 4,2 раза, а при $p_e = 0{,}2$ МПа — только в 2,2 раза. В то же время на всех режимах работы дизеля присадка воды ухудшает динамические показатели процесса горения.

Следует заметить и то, что при использовании воды в качестве присадки к дизельному топливу (а в ряде случаев и спиртов) значения p_z на частичных режимах могут быть больше, чем на номинальном режиме работы дизеля, но при $K_п = 0$.

Так, при $p_e = 0{,}2$ МПа и $K_п = 0{,}3$ оказалось, что $p_z = 7{,}25$ МПа, а при $p_e = 0{,}5$ МПа и $K_п = 0$ — $p_z = 7{,}05$ МПа. Поэтому с позиции многопараметровой оптимизации характеристик дизеля целесообразно регулирование $K_п$ именно с учетом нагрузки двигателя — вплоть до полного отключения подачи одного из компонентов, что трудностей не представляет в предлагаемой топливной системе.

Таким образом, исследования показали: созданная МАДИ (ГТУ) топливная система не только работоспособна, но и обеспечивает изменения массовой доли присадки в процессе впрыскивания при хорошей дисперсности эмульсии. Главное же — существенно уменьшает токсичность отработавших газов дизеля.

УДК 621.436.019.001.5

Твердые частицы в отработавших газах дизелей

Д-р техн. наук А.Л. НОВОСЕЛОВ, Н.Д. НОВОСЕЛОВА,
канд. техн. наук А.В. ГОРБАЧЕВ

Алтайский ГТУ имени И.И. Ползунова

Давно уже стало аксиомой: экологическая безопасность автомобильной техники — одна из основных проблем, решаемых мировым сообществом. И надо сказать решаемых, хотя и тяжело, но довольно успешно.

Стоит только сказать, что АТС, выпускаемые западными производителями, соответствуют достаточно жестким требованиям "Евро" — "Евро-3", "Евро-4". Причем многим из производителей АТС удалось в какой-то мере решить главную проблему — уменьшить количество выбрасываемых твердых частиц с отработавшими газами дизелей. И это безусловный успех. Дело в том, что большинство мероприятий, направленных на снижение выброса оксидов азота в отработавших газах, увеличивает содержание твердых частиц в них. Естественно, для каждого типа дизеля, вида его смесеобразования, быстроходности, способа подачи топлива, условий окружающей среды и регулировок значения этих выбросов свои, т. е. они отличаются друг от друга. Вот почему специалисты АлтГТУ заинтересовались данной проблемой. И начали, как того требует логика научных исследований, с поиска ответов на вопросы: каков состав твердых частиц и откуда они берутся? И получили на них точные ответы, не расходящиеся с результатами зарубежных исследователей.

Суть этих ответов сводится к следующему.

Твердые частицы, содержащиеся в отработавших газах дизелей, — конгломерат, состоящий из не растворимых (сажи — твердого углерода, оксидов металлов, диоксидов кремния, сульфатов, нитратов, асфальтов) и растворимых в органических растворителях (смол, фенолов, альдегидов, лаков и тяжелых фракций, содержащихся в топливе и масле) веществ.

Исследователи установили не только эту, чисто качественную, но и количественную сторону проблемы (табл. 1).

Как видно из таблицы, основной источник твердых частиц — дизельное топливо: оно дает две трети этих частиц. Причем абсолютное их большинство (85 %, из них на сажу приходится 66 %, а на сульфаты — 19 %) растворяются в несгоревшем топливе и выносятся в окружающую среду.

Таблица 1

Источник твердых частиц	Компоненты твердых частиц	Содержание, %		Растворимость в органическом растворителе
		в общем выбросе	по видам частиц	
Дизельное топливо	Сажа	66	43	–
	Сульфаты воды		13	–
	Фракции топлива		10	+
Смазочное масло	Фракции масла	34	5	–
			29	+

Второй источник твердых частиц — масло: оно "производит" их в 2 раза меньше, чем дизельное топливо. И главным образом (85,3 %) частицы, растворимые в органических растворителях.

О твердых частицах, образующихся из дизельного топлива, прежде всего о саже, написано и известно достаточно много. Например, все знают, что сажа — результат пиролиза топлива при недостатке кислорода и что механизм ее образования включает три фазы — появление зародышей в виде шестиугольных пластинок графита, их рост (конгуляция) и сгорание. Однако сведения о сгорании масла и связанных с ним твердых частицах в отработавших газах публикуются весьма и весьма скупо. Хотя не секрет, что присадки к маслам имеют в своем составе те же барий, марганец, магний, натрий и др., которые содержатся в антидымных присадках к дизельным топливам. Тем не менее именно из публикаций известно: между расходом масла на угар и количеством твердых частиц в отработавших газах дизелей связь есть. В частности, доказано, что в исправном дизеле до 90 % угара — результат попадания масла в камеру сгорания. Попадает оно туда через зазоры между зеркалом цилиндра и поршнями, поршнем и кольцом, втулками и стержнями впускных клапанов, в замках колец, подшипниках скольжения турбокомпрессора; систему вентиляции картера, выход которой соединен с системой впуска. Кроме того, масло поступает непосредственно в систему выпуска через зазоры между втулками и штоками во втулках выпускных клапанов, а также в подшипниках скольжения турбокомпрессора со стороны турбины.

При этом через ЦПГ масло поступает в камеру сгорания не на каждом ходе поршня, а только по мере накопления в надкольцевом пространстве определенной, названной Э.М. Мохнаткиным и Л.Т. Бесединой, "критической" массы. И на определенной части хода поршня толщина пленки масла, формируемой при ходе к ВМТ, может быть больше, чем при ходе к НМТ.

Угар масла зависит от его испаряемости, температуры, вязкости, среднемассовой температуры в цилиндре, продолжительности температурных условий, способствующих испарению (на реальных дизелях такие условия имеют место, начиная с 20° п. к. в. до ВМТ и заканчивая 80° п. к. в. после ВМТ).

На заброс масла в камеру сгорания дизеля влияют как конструктивные, так и эксплуатационные факторы. В том числе профили применяемых поршневых компрессионных и маслосъемных колец, типы покрытий трущихся пар "поршневое кольцо—зеркало цилиндра", форма и профили сеток на поверхности зеркала гильзы, частота вращения коленчатого вала, средняя скорость поршня, давление газов в цилиндре, температурное состояние ЦПГ и др.

Масло, поступающее в камеру сгорания различными путями, имеет неодинаковое агрегатное состояние. Например, ту его часть, которая забрасывается движением компрессионных колец, можно рассматривать как крупные капли. Но сгореть оно может только после испарения.

Испарение же его в цилиндре зависит в цикле от величины угла поворота коленчатого вала при максимальном давлении сгорания, нагрузки дизеля, частоты вращения коленчатого вала, толщины масляной пленки. Но, в принципе, четыре данных параметра можно характеризовать, как это предложил А.К. Костин, одним общим — тепловой напряженностью $q_п$, подсчитываемой по формуле № 1 (табл. 2). Масло через зазор между втулкой и стержнем впускного клапана поступает по стержню к тарели в виде тончайшей пленки и периодически, при открытии клапана, разбивается в клапанной щели на мелкие капли потоком воздуха, движущегося со средней скоростью до 60 м/с. То есть до камеры сгорания масло доходит уже в мелко распыленном и парообразном состоянии, следовательно, "на равных" может участвовать в процессе сгорания.

Нельзя не учитывать и еще одного важного обстоятельства. Масла для дизелей изготовляют из дистилятов путем смешивания остаточных и дистилятных фракций, полученных при переработке малосернистых нефтей. По групповому химическому составу они содержат алканы, цикланы и ароматические углеводороды. Первые очень легко вступают в реакции с кислородом, вторые — хуже, ароматические же углеводороды — стойкие соединения. Однако ароматики смешанного строения (например, цикланоароматические или ароматические с длинными боковыми цепями) окисляются легко. В результате масла окисляются, причем процесс окисления носит цепной характер. Вначале образуются нестойкие перекиси, которые затем превращаются в кислоты и оксикислоты. Одновременно в качестве промежуточных продуктов появляются альдегиды, кетоны, спирты. При дальнейшем окислении они уплотняются с образованием продуктов конденсации и полимеризации: асфальтенов, эстолидов, смол (из последних образуются лаки и нагар).

Рассмотрим условия работы масляной пленки на рабочей поверхности цилиндровой втулки. Объем масла, израсходованного на угар в единицу времени: $V_{му} = q_м N_e / 60\rho_м$, где $q_м$ — удельный расход масла на угар, г/(кВт · ч); N_e —эффективная мощность двигателя, кВт; $\rho_м$ — плотность масла при рабочей температуре, г/см^3.

Поверхность масляной пленки, соприкасающейся с продуктами сгорания в период рабочих ходов в минуту: $F_{мп} = \pi D S_п / Z$, D — диаметр цилиндра, $S_п$ — ход поршня, Z — коэффициент тактности.

Толщина сгорающей масляной пленки за один рабочий ход:

$$L_м = V_{му} 10^{-4} / F_{мп}.$$

Подача масляных насосов для дизеля 6Ч15/18 составляет 35,5; а для 12Ч15/18 — 68,2 л/(кВт · ч).

В зоне высоких температур масло испаряется, выгорает по законам выгорания топлива, т. е. с образованием и выгоранием сажи. При этом высококипящие испарившиеся его фракции (алканы, содержащие в молекуле более пяти атомов углерода, цикланы, ароматики), не успевшие выгореть, при контакте с воздухом на выпуске конденсируются и придают голубоватый цвет отработавшим газам. В эти газы масло попадает также и напрямую — через зазоры между

втулками и штоками выпускных клапанов и через зазоры в подшипниках турбины турбокомпрессора.

В дизеле можно выделить три основные зоны активного воздействия на масла.

Первая — высокотемпературная (до 2273 К, или 2000 °С) зона камеры сгорания. Масло, проникшее в эту зону, по мнению ряда специалистов, сгорает полностью. Однако это не так. Возьмем, к примеру, масло МТ-16. Известно, что 80 % его массы испаряется уже при температуре, равной 653 К (380 °С). И если обратиться к опубликованным результатам экспериментальных исследований дизеля 1Ч13/14 при p_e = 0,5 МПа (5 кгс/см^2) и n = 1300 мин$^{-1}$, то масло МТ-16, действительно, должно сгореть полностью: в цилиндре среднемассовая температура превышает 633 К (360 °С), причем существует она на 113° п. к. в. То есть и температура, и время, необходимые для испарения и выгорания масла со стенки цилиндра, имеются.

Но есть еще и третье условие — достаточная концентрация кислорода. Выгорание масла, как и выгорание топлива, идет через промежуточное образование и выгорание сажи. И этот процесс, как известно, связан с величиной коэффициента α избытка воздуха. В результате выгорания масла сажа может проявить себя и как продукт неполного сгорания, и как продукт термического разложения капель. Поэтому не правы те, кто не учитывает данных обстоятельств и предлагают подсчитывать расход $G_м$ масла на угар.

Угар масла зависит от времени, отводимого на рабочий процесс. Отмечается увеличение угара при росте частоты вращения коленчатого вала дизеля. Считается, что у исправного дизеля 90 % угара масла можно отнести на счет попавшего в камеру сгорания через ЦПГ. Предлагается его расчет для четырехтактных дизелей вести по формуле № 2, но гораздо правильнее определять по формуле № 3. То есть через его составляющие. Но при расчетах нужно учитывать особенности пары трения "втулка—стержень клапана". Это наличие кольцевого зазора δ; присутствие течения Пуазейля под действием градиента давления, создаваемого, с одной стороны, давлением p_0 в механизме газораспределения, с другой — давлением $p_{пк}$ на впуске перед клапанами, которое у дизеля без наддува несколько ниже, чем p_0; присутствие течения Куэтта под действием относительного движения стенок втулки и штока клапана со скоростью $U_к$.

Динамические вязкости $\mu_{тр}$ и $\mu_{то}$ масла связаны между собой в этом случае формулой № 4. Тогда утечку $V_{ут}$ масла через кольцевой зазор δ можно представить формулой № 5.

Располагая значением температуры $T_к$ в зоне втулки клапана и принимая внешнюю температуру T_0 = 298 К (25 °С), можно рассчитать плотности масла — дейст-

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечания
1	$q_п = 4{,}13 \cdot 10^2 C_м^{0,5} \left(\frac{D}{\eta_V p_к}\right)^{0,38} (p_e g_e T_к / T_0)^{0,88}$	$C_м = Sn/30$ — средняя скорость поршня; S — ход поршня; n — частота вращения коленчатого вала; D — диаметр цилиндра; η_V — коэффициент наполнения; $p_к$ — давление воздуха после компрессора; p_e — среднее эффективное давление; g_e — удельный эффективный расход топлива; $T_к$ — температура воздуха после компрессора; T_0 — температура наружного воздуха
2	$G_м = K_у G_т$	$K_у$ = 0,06; $G_т$ — расход топлива
3	$G_м = G_{впк} + G_{огк} + G_{цпг} + G_{вк}$	$G_{впк}$ — расход масла через зазор между втулкой и штоками впускных клапанов; $G_{огк}$ — то же через зазор между втулками и штоками выпускных клапанов; $G_{цпг}$ — то же через уплотнения ЦПГ; $G_{вк}$ — то же через систему вентиляции картера
4	$\mu_{тр} = \mu_{то} C_\mu^{P_{лк}/P_0}$	C_μ = 1,0025
5	$V_{ут} = \frac{\pi\beta\Delta p_у^2 d_{вт} l_х C_\mu}{12 p_0 \mu_{то} l_ц (C^{P_{лк}/P_0})} \pm \frac{\pi U_к d_{вт} \delta}{D}$	β = 1,15÷1,4; $\Delta p_у$ — перепад давления на уплотнении; $d_{вт}$ — диаметр втулки; $l_к$ — ход клапана
6	$\rho_{мд} = \frac{\rho_{25} T_0}{T_{вт}}$	ρ_{25} — плотность масла при T_0 = 298 К (25 °С)
7	$G'_{му} = V_{ут} j_{хк} \rho_{мд}$	$j_{хк}$ — число ходов клапана за 1 ч
8	$g_м = 5{,}19 + 0 + 0{,}02 N_{e_{ном}} + 0{,}001 n_{ном}$	$N_{e_{ном}}$ — номинальная мощность дизеля; $n_{ном}$ — частота вращения его коленчатого вала при $N_e = N_{e_{ном}}$
9	$G_м = \frac{g_м N_{e_{ном}}}{1000}$	—

вительную и приведенную к нормальным условиям (формула № 6).

Для определения расхода масла $G_{му}$ через кольцевой зазор δ в паре "втулка—стержень клапана" предназначена формула № 7. Она пригодна и для расчета утечки масла через кольцевой зазор между втулкой выпускного клапана и его штоком. С той лишь разницей, что давление в выпускном канале выше давления p_0 или $p_к$.

Для вычисления расхода масла на угар Н.Н. Маслов, А.В. Лыщик и А.А. Федоров, обобщив расходы масла транспортными дизелями с объемным смесеобразованием, предложили эмпирическую формулу удельного расхода $q_м$ (формула № 8). С другой стороны, по каждому из типов дизелей существует информация об удельном расходе масла, и ею можно воспользоваться для получения в конечном итоге величин выноса масла через вентиляцию картера на впуск. Или, располагая сведениями об удельном расходе, по формуле № 9 определять $G_{ум}$.

Как видим, предложения со стороны специалистов есть. Однако анализ показал, что многие из этих предложений не универсальны. Например, формула № 8 явно не подходит для оценки удельного расхода масла для дизелей размерностей 13/14, 15/15 и 15/18. В частности, из предварительных значений, полученных авторами совместно с Д.В. Светашевым, следует: при увеличении угара масла в дизеле размерности 15/18 с 0,32 до 0,6 % от расхода топлива в отработавших газах резко возрастает количество продуктов неполного сгорания — монооксида углерода, углеводородов и твердых частиц. Причем на всех нагрузочных режимах. Содержание же оксидов азота снижается незначительно — на ~10 % в испытательном цикле. Тогда как количество монооксида углерода возрастает на 52 %; углеводородов на 50 и твердых частиц — на 94 %.

Последнее обстоятельство говорит о многом. В частности, при угаре масла 0,32 % от расхода топлива величина оценочного показателя $q_{оцтч}$ = 0,33 г/(кВт · ч), а при угаре масла 0,6 % она возрастает вдвое — до 0,64 г/(кВт · ч). Отсюда — довольно мрачные перспективы выполнения международных стандартов. Скажем, если $q_{оцтч}$ = 0,33 г/(кВт · ч), это значит, что показатели выбросов твердых частиц в 3,3 раза хуже "Евро-3". И без каталитических фильтров проблему не решить. А если $q_{оцтч}$ = 0,64 (угар масла 0,6 %), то это хуже норм "Евро-3" в 6,4 раза, а норм "Евро-4" — в 32 раза.

УДК 621.182.3

Передаточное число коробки передач и расход топлива автомобилем

Канд. техн. наук П.П. ЕВСЕЕВ

Классическая формула для расчета путевого расхода Q_S топлива автомобилем всем давно известна. Это формула № 1 (см. таблицу). Как и то, что мощность N_e подсчитывается по формуле № 2.

При движении автомобиля на ведущих его колесах возникает мощностная нагрузка $N_к$ (формула № 3). Часть мощности, передаваемой от двигателя к ведущим колесам автомобиля, теряется в трансмиссии. Этот фактор принято обычно учитывать с помощью КПД трансмиссии. Отсюда — формула № 4. А с учетом формул № 2, 3 — и формула № 5.

Будем считать, что $\eta_{тр}$ = const (такое в теории автомобиля допускается). Тогда в соответствии с законом сохранения энергии уравнение № 5 не нарушается при любом значении передаточного числа коробки передач.

В самом деле, при заданных неизменных величинах $M_к$ ($F_к$) и $n_к$ изменение передаточного числа коробки передач приведет лишь к изменению соотношения между величинами M_e и n_e таким образом, что произведение $M_e \cdot n_e$, а, следовательно, и мощность N_e останутся на прежних уровнях. Отсюда следует, что при сохранении неизменными значений $M_к$ ($F_к$) и $n_к(v_а)$ путем воздействия на коробку передач изменить N_e нельзя, а значит — и повлиять тем самым на расход топлива автомобилем. Иначе говоря, прямой зависимости путевого расхода топлива от передаточного числа коробки передач не существует. Имеется лишь скрытая (косвенная) зависимость, которая заложена в самой величине удельного расхода топлива. Дело в том, что поскольку с изменением передаточного числа меняется соотношение между M_e и n_e, то это приводит к изменению отношения расхода топлива $Q_т$ к мощности N_e двигателя, в результате чего принимает другое значение и величина g_e.

Учитывая сказанное, есть все основания расчет путевого расхода топлива выполнять по формуле № 6. При этом иметь в виду, что в случае прямолинейного равномерного движения и отсутствия ветра величина $N_к$ подсчитывается по формуле № 7.

Итог приведенных выше рассуждений — развернутая формула № 8, позволяющая понять, от каких факторов зависит путевой расход топлива.

Так, из нее следует, что для конкретного автомобиля путевой расход топлива зависит от скорости $v_а$ его движения, полной массы $m_а$, аэродинамических качеств ($W_в$), КПД трансмиссии, топливной экономичности g_e двигателя, состояния дороги (ψ), качества топлива ($\rho_т$). Но прямой зависимости путевого расхода топлива от передаточного числа коробки передач нет.

Так что если принять условие, что данный автомобиль совершает движение по определенному маршруту с известной скоростью и обладает определенной массой и что КПД трансмиссии и плотность топлива постоянны, то единственным показателем, от которого будет зависеть путевой расход, остается удельный (g_e) расход топлива двигателем.

Но этот показатель, к сожалению, переменный. И зависит исключительно от свойств самого двигателя. Более того, он зависит не только от конструкции и технического состояния двигателя, но и от режима его работы. Причем эти зависимости в общем случае имеют довольно сложный характер и, следовательно, не поддаются математическому, в виде расчетной форму-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Q_S = \frac{\left(\frac{G}{N_e}\right) N_e}{\rho_т 3{,}6 v_а} = \frac{g_e N_e}{\rho_т 3{,}6 v_а} = \frac{G_т}{\rho_т 3{,}6 v_а}$	$G_т$ — часовой расход топлива; N_e — эффективная мощность двигателя; $\rho_т$ — плотность топлива; $v_а$ — скорость движения автомобиля; g_e — удельный расход топлива
2	$N_e = \frac{M_e n_e}{9550}$	M_e — эффективный момент двигателя; n_e — частота вращения коленчатого вала
3	$N_к = \frac{M_к n_к}{9550} = 10^{-3} F_к v$	$M_к$ — момент на ведущих колесах; $n_к$ — частота вращения этих колес; $F_к$ — силовая нагрузка на них
4	$N_e = \frac{N_к}{\eta_{тр}}$	$\eta_{тр}$ — КПД трансформации
5	$\frac{M_e n_e}{9550} = \frac{M_к n_к}{\eta_{тр} 9550} = \frac{10^{-3} F_к v_а}{\eta_{тр}}$	—
6	$Q_S = \frac{g_e N_к}{3{,}6 \rho_т \eta_{тр} v_а}$	—
7	$N_к = 10^{-3}(m_а g \psi v_а + W_В v_а^3)$	$m_а$ — полная масса автомобиля; g — ускорение свободного падения; ψ — коэффициент сопротивления дороги; $W_В$ — фактор обтекаемости
8	$Q_S = \frac{10^{-3} g_e (m_а g \psi v_а + W_В v_а^3)}{3{,}6 \rho_т \eta_{тр} v_а}$	—
9	$Q_S = \frac{10^{-3} (m_а g \psi v_а + W_В v_а^3)}{3{,}6 \rho_т H_u \eta_i \eta_м \eta_{тр} v_а}$	H_u — низшая теплотворная способность топлива; η_i и $\eta_м$ — индикаторный и механический КПД двигателя
10	$Q_S = \frac{10^{-3} (m_а g \psi v_а + W_В v_а^3)}{3{,}6 \rho_т H_u \eta_e \eta_{тр} v_а}$	—
11	$g_e = \frac{1}{H_u \eta_e}$	—
12	$Q = \frac{1}{\eta_i} [A i_к + B i_к^2 v_а + C(G_а \psi + 0{,}077 k F v_а^2)]$	A, B, C — постоянные коэффициенты; $G_а = m_а g$
13	$\eta_м = \frac{M_e}{M_e + M_м}$	$M_м$ — момент механических потерь в двигателе
14	$Q_S = \frac{N_e + N_м}{3{,}6 H_u \rho_т \eta_i v_а} = \frac{N_i}{3{,}6 H_u \rho_т \eta_i v_а}$	$N_м$ — мощность механических потерь в двигателе; N_i — его индикаторная мощность
15	$N_i = \frac{M_i n_e}{9550} = H_u G_т \eta_i$	—
16	$Q_S = \frac{N_i}{3{,}6 H_u \rho_т \eta_i v_а} = \frac{q G_т \eta_i}{3{,}6 H_u \rho_т \eta_i v_а} = \frac{G_т}{3{,}6 \rho_т v_а}$	—
17	$Q_S = \frac{10^{-3} F_к}{3{,}6 H_u \rho_т \eta_e \eta_{тр}} = \frac{10^{-3} (m_а \psi + W_В v_а^2)}{3{,}6 H_u \rho_т \eta_e \eta_{тр}}$	—
18	$v_а = \frac{2 \pi n_к r_к}{60}$	—

лы, описанию. Из-за чего получить вполне достоверный результат при расчете расхода топлива чисто аналитическим путем в принципе не предоставляется возможным.

Тем не менее оценить влияние передаточного числа коробки передач на путевой расход топлива автомобилем все-таки можно. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим два примера, воспользуясь при этом номограммой для автомобиля ГАЗ-24 (см. "АП", 2002, № 7).

Пример первый. Допустим, что тот же ГАЗ-24 прошел путь на четвертой (прямой) передаче ($i_к = 1$) со скоростью 90 км/ч при следующих условиях: $m_а = 1824$ кг; $\psi = 0{,}05$; $W_в = 0{,}55$ Н · с^2/м^2; $\eta_{тр} = 0{,}9$; $\rho_т = 0{,}74$ кг/л. Для данных условий $N_к = 31{,}3$ кВт; $N_e = 34{,}8$ кВт; $n_e = 2970$ мин$^{-1}$; $G_т = 13{,}7$ кг/ч; $g_e = 0{,}39$ кг/(кВт · ч); $Q_S = 0{,}2$ л/км.

Допустим, далее, что он двигался на той же скорости и при тех же условиях, но на третьей передаче ($i_к = 1{,}45$). Здесь $N_к = 31{,}3$ кВт; $N_e = 34{,}8$ кВт; $n_e = 4307$ мин$^{-1}$; $G_т = 15$ кг/ч; $g_e = 0{,}43$ кг/(кВт · ч); $Q_S = 0{,}22$ л/км.

Как видим, в этом конкретном случае с точки зрения путевого расхода топлива на четвертой передаче передвигаться выгоднее, чем на третьей. В чем, в общем то, убежден любой водитель. Но прав ли он, считая, что с повышением передаточного числа путевой расход топлива увеличивается?

Чтобы ответить на вопрос, рассмотрим второй пример.

Допустим, что тот же автомобиль двигается на четвертой передаче по маршруту с коэффициентом сопротивления дороги $\psi = 0{,}095$ со скоростью 45,5 км/ч. Для этих условий $N_к = 22{,}5$ кВт; $N_e = 25$ кВт; $n_e = 1500$ мин$^{-1}$; $G_т = 11{,}4$ кг/ч; $g_e = 0{,}456$ кг/(кВт · ч); $Q_S = 0{,}34$ л/км.

Теперь предположим, что тот же маршрут при той же скорости он преодолевает на третьей передаче. Тогда $N_к = 22{,}5$ кВт; $N_e = 25$ кВт; $n_e = 2175$ мин$^{-1}$; $G_т = 9{,}1$ кг/ч; $g_e = 0{,}364$ кг/(кВт · ч); $Q_S = 0{,}27$ л/км.

Картина, как видим, поменялась. Оказалось, что данный маршрут выгоднее преодолевать не на четвертой (прямой), а на третьей передаче, так как повышение передаточного числа привело не к росту путевого расхода топлива, а, наоборот, к его уменьшению. Вывод: все зависит от конкретных условий функционирования автомобиля.

Аналогичная картина наблюдается, если для расчета путевого расхода топлива вместо удельного расхода g_e топлива применить частные КПД двигателя (формула № 9).

Но поскольку определение по отдельности числовых значений η_i и $\eta_м$, входящих в эту формулу, связано с некоторыми трудностями, воспользуемся одним показателем — эффективным (η_e) КПД двигателя, т. е. произведением $\eta_i \cdot \eta_м$. Тогда последняя формула превратится в формулу № 10. Если при этом принять, что данный автомобиль перемещается по определенному маршруту с известной скоростью и обладает своей массой и что КПД трансмиссии, плотность и теплотворная способность топлива постоянны, то единственным показателем, от которого зависит путевой расход топлива, будет η_e. То есть и при этом подходе Q_S напрямую от передаточного числа коробки передач не зависит. Как и в предыдущем случае, имеется лишь скрытая (косвенная) зависимость, которая заложена в самом η_e: с изменением передаточного числа меняется соотношение между M_e и n_e, что приводит к изменению отношения $N_e/G_т$, в результате чего принимает другое значение и сам η_e.

Другими словами, при переходе от q_e к η_e суть дела не меняется. И это понятно: между этими показателями существует вполне конкретная зависимость (формула № 11). Но все-таки оценивать влияние передаточного числа коробки передач на путевой расход топлива с позиции эффективного КПД двигателя удобнее. Для этого рассмотрим те же приведенные выше примеры.

В первом примере при движении автомобиля на четвертой (прямой) передаче $\eta_e = 0{,}21$, поэтому $Q_S = 0{,}2$ л/км; тогда как на третьей ($\eta_e = 0{,}19$) Q_S составит 0,22 л/км. Во втором примере при движении автомобиля на четвертой передаче $\eta_e = 0{,}18$, поэтому $Q_S = 0{,}34$ л/км, а на третьей с $\eta_e = 0{,}225$ $Q_S = 0{,}27$ л/км. Следовательно, и такой подход к оценке влияния передаточного числа коробки передач на путевой расход топлива говорит о том, что не всегда с повышением $i_к$ путевой расход топлива увеличивается. Здесь сказываются определенные условия движения автомобиля.

В этой связи вызывает сомнение достоверность встречающихся в технической литературе предложений. Например, формулы № 12 (Н.Я. Говорущенко), из которой следует, что, при прочих равных условиях, всегда, во всех случаях, чем больше передаточное число в коробке передач, тем значительнее путевой расход Q_S топлива. На самом же деле, как видно из сказанного выше, это далеко не так. Почему — понять несложно. Автор формулы № 12 выводит ее, исходя из формулы для $\eta_м$ (формула № 13). Поэтому и получалась она, мягко говоря, довольно замысловатой. Между тем при таком же подходе можно получить формулу для расчета Q_S несколько иного вида (формула № 14), в которой N_i определяется по формуле № 15, более приемлемой с точки зрения восприятия и понимания, поскольку она полностью соответствует исходной (основополагающей) формуле № 1. Что подтверждает формула № 16.

Однако, думается, большого смысла нет и в том, чтобы найти Q_S нужно прибегать к формуле № 14. Целесообразнее рассчитывать $G_т$ непосредственно. Тогда по полученному значению $G_т$ для известной (заданной) скорости $v_а$ движения автомобиля можно легко вычислить и величину Q_S — по формуле № 1. Правда, успешно определить $G_т$ чисто аналитическим путем невозможно. Это можно сделать не иначе, как с помощью соответствующих упомянутых выше экспериментально-расчетных графиков.

Что же касается собственно расчетов, то при применении частных КПД более достоверной (точной) следует считать формулу № 9, в которой все КПД рассматриваются в их совокупности, поскольку в общем случае они одновременно переменные, т. е. для каждого режима функционирования автомобиля они име-

ют свои значения. Поэтому, в принципе, не совсем корректно в формулу № 12 величину η_i выводить за скобки, а величину $\eta_{тр}$ помещать в постоянный коэффициент *C*.

И еще один напрашивающийся сам собой вопрос: Н.Я. Говорущенко (и не только он) предпочтение отдает почему-то именно $\eta_м$, хотя его числовые значения находятся ближе к единице, тогда как числовые значения η_i, наоборот, — ближе к нулю? Ведь с точки зрения формирования η_e индикаторный КПД более значим, чем $\eta_м$. Поэтому логичнее было бы опираться на коэффициент η_i. Тогда формула № 12 приняла бы несколько иной (возможно, и более достоверный) вид.

Для доказательства предпочтительности формулы № 9 по отношению к формуле № 12 обратимся к примеру. Взят автомобиль ГАЗ-24, совершающий движение по маршруту на прямой передаче со скоростью 90 км/ч при $m_а = 825$ кг; $\psi = 0{,}05$; $W_в = 0{,}55$ Н · с^2/м^2. Расчетным путем были получены следующие данные: $\eta_i = 0{,}32$; $\eta_м = 0{,}8$; $\eta_{тр} = 0{,}88$. Если принять $H_u =$ = 11,64 кВт · ч/кг, $\rho_т = 0{,}74$ кг/л, то в соответствии с формулой № 9 величина Q_S должна быть равна 0,18 л/км. То есть полученный с помощью номограммы (см. "АП", 2002, № 7) результат $Q_S = 0{,}2$ л/км практически совпадает с результатом, полученным аналитическим путем.

Нельзя попутно не высказать и еще одно критическое замечание по поводу формулы № 12.

При раскрытии содержания постоянных коэффициентов *A* и *B* утверждается, что радиус $r_к$ качения колеса оказывает влияние, причем существенное, на величину путевого расхода топлива. С этим никак нельзя согласиться. В действительности Q_S не зависит от радиуса качения колеса.

В самом деле: формула для расчета путевого расхода топлива может быть представлена, с учетом формулы № 3, в виде формулы № 7, в которой $v_а$ определяется по общеизвестной формуле № 18.

Из формулы № 17 следует, что изменение может привести к изменению Q_S лишь в том случае, если изменится $F_к$. Но этого не может быть, поскольку движение автомобиля при той же скорости возможно, как это видно из формулы № 18, если одновременно изменятся $r_к$ и $n_к$, причем так, чтобы сила $F_к$ осталась прежней.

Например, при уменьшении $r_к$ для сохранения той же скорости движения на то же значение должна увеличиться частота $\eta_к$ вращения колеса. Только при этом условии $F_к$ останется на заданном уровне. Причем не должно нарушиться равновесие, определяемое формулой № 3. Поэтому с увеличением $n_к$ одновременно на такую же величину должен уменьшиться $M_к$, в результате чего мощность $N_к$ должна остаться прежней.

То есть путевой расход топлива от радиуса $r_к$ качения колеса не зависит.

Таким образом, общепринятое мнение, будто расход топлива автомобилем зависит от номера передачи в коробке передач, нельзя считать пригодным для всех случаев движения АТС. Все зависит от конкретных условий движения. Нельзя считать абсолютными и многие другие "аксиомы", принятые в теории автомобиля.

УДК 629.11.011.12

Трансформируемые мосты

Ю.И. НИКОЛАЕВ, В.П. МАКАРКВИЧ, В.М. БРИЖАНЕВ, Д.Э. ПОПЛАВСКИЙ, С.В. ГРАЧУК

МЗКТ

Минский завод колесных тягачей, как известно, выпускает большую гамму полноприводных с колесной формулой от 4×4 до 12×12 многоосных шасси с неразрезными мостами. Но в настоящее время специалисты МЗКТ на базе неразрезных мостов разработали разрезные мосты, предназначенные для нового семейства автомобилей с независимой подвеской. Все они сконструированы по модульному принципу. В частности, уже созданы две модульные конструкции мостов с независимой (рис. 1) и зависимой (рис. 2) подвесками.

Первый из них состоит из трех модулей: центрального редуктора *3*, карданного вала *2* и ступицы *1*; второй — тоже из трех модулей: центрального редуктора *3*, кожуха *2* и ступицы *1*.

Кроме того, созданы четыре (рис. 3) модуля центрального редуктора моста, в том числе непроходного, проходного с делением потока мощности на два на входном и выходном валах, проходного с делением потока мощности на три на входном валу, проходного с делением потока мощности на четыре с установкой на входном валу симметричного дифференциала вместо несимметричного; два модуля межосевого дифференциала: конического симметричного (рис. 4) и цилиндрического несимметричного (рис. 5). Причем, в зависимости от колесной формулы в одни и те же картеры проходных редукторов мостов могут устанавливаться либо конические сим-

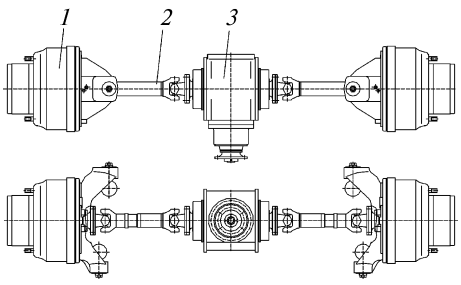


Рис. 1. Мост с независимой подвеской:
1 — ступица; *2* — карданный вал; *3* — центральный редуктор

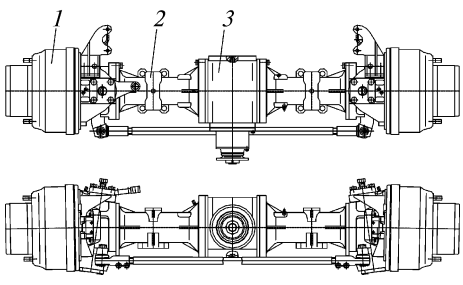


Рис. 2. Мост с зависимой подвеской:
1 — ступица; *2* — кожух; *3* — центральный редуктор

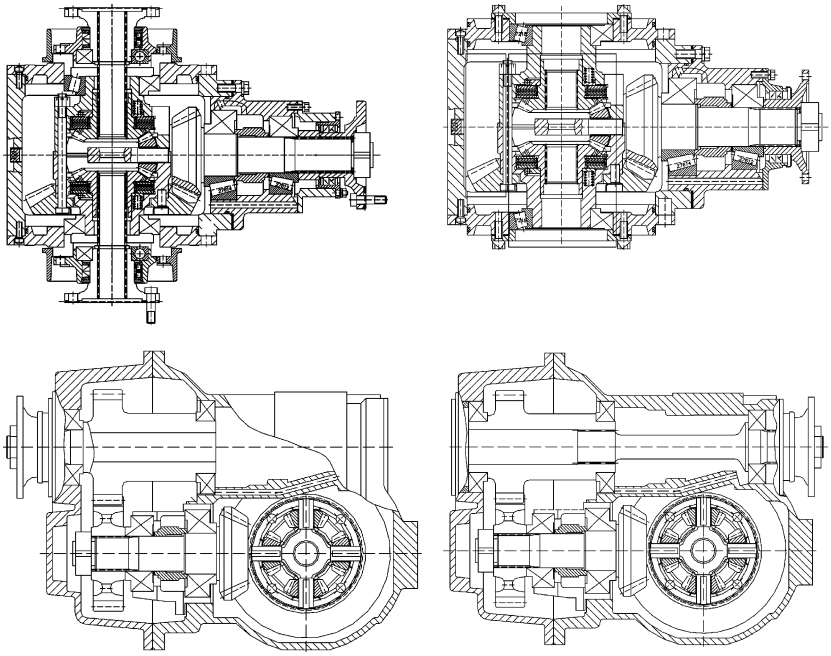


Рис. 3. Варианты модульного исполнения непроходного центрального редуктора моста

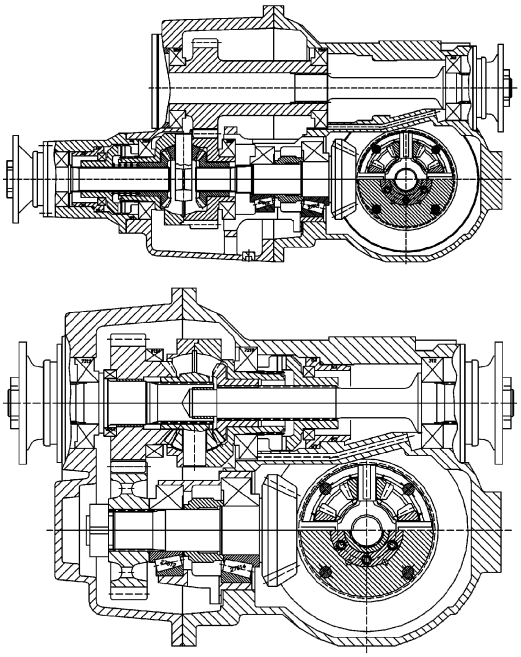


Рис. 4. Конические симметричные межосевые дифференциалы

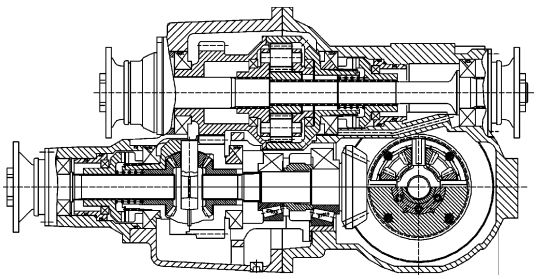


Рис. 5. Цилиндрический несимметричный межосевой дифференциал

метричные, либо цилиндрические несимметричные дифференциалы.

Таким образом, из данных модулей можно собрать мосты для шасси с колесной формулой 4×4, 6×6, 8×8, 12×12, 16×16. При этом для шасси 12×12 используется базовое шасси 6×6, но с удвоенным числом мостов, а для шасси 16×16 за базу принимается шасси 8×8, но уже с перестановкой межосевых дифференциалов.

Кроме того, изменяя передаточные числа главной и колесной передач, можно получать дополнительно большую гамму мостов для различных дорожных условий эксплуатации шасси.

Практика создания конструкций шасси и их выпуска на МЗКТ показала, что модульная конструкция позволяет создать любые мосты из готовых модулей.

УДК 629.11.012.85

Совместная работа воздушного демпфера и гидроамортизатора

Д-р техн. наук В.В. НОВИКОВ, С.О. БУКАЕВ, А.С. ДЬЯКОВ

Волгоградский ГТУ

Для повышения виброзащитных свойств пневматических подвесок АТС ряд фирм применяют комбинированную пневмогидравлическую демпфирующую систему, в которой в качестве воздушного демпфера используется дроссель с обратным клапаном, установленный в полом поршне пневморессоры, а в качестве гидравлического демпфера — телескопический амортизатор. Возникает вопрос: оправданно ли такое решение? Ведь это сочетание усложняет конструкцию подвески. И, естественно, удорожает ее.

Чтобы ответить на данный вопрос, на кафедре "Автоматические установки" ВолгГТУ провели специальные исследования на экспериментальной установке, выполненной на базе динамического стенда.

В ходе исследований подрессоренную массу АТС меняли от 1,0 до 1,5 т, а неподрессоренную, приведенную к оси пружины, имитирующую шину, сохраняли постоянной и равной 130 кг. Испытывалась созданная в ВолгГТУ пневморессора, имеющая резинокордную оболочку рукавного типа 260—340, и два варианта полого поршня — серийный и удлиненный в 2 раза. (Объем полости серийного — 3,8 л, удлиненного — 7,6 л; объем пневморессоры над поршнем в статическом положении — 11 л.) Гидроамортизаторы — от автомобилей ВАЗ-2103 и ГАЗ-24.

Экспериментальные АЧХ размахов (удвоенных амплитуд *A*) абсолютных (кривые *1* и *2*) и относительных (кривые *3* и *4*) колебаний подрессоренной (1000 кг) и неподрессоренной (130 кг) масс на пневмоподвеске с воздушным дросселем 5 мм и обратным клапаном при совместной работе с гидроамортизатором данных автомобилей приведены на рис. 1. Из него видно, что при совместной работе гидроамортизатора из воздушной демпфирующей системы в зоне низких (до 1,9 Гц) частот для гашения колебаний подрессоренных и не-

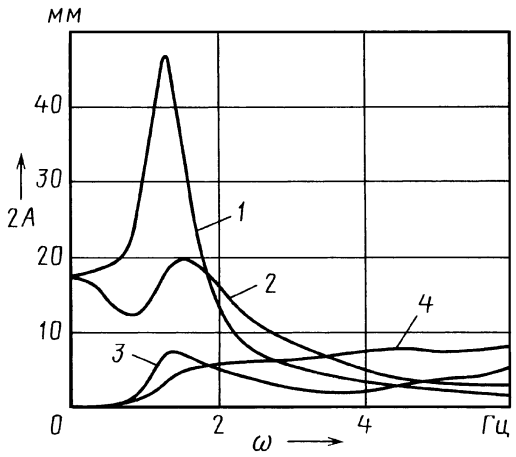


Рис. 1. Экспериментальные АЧХ размахов колебаний подрессоренной (кривые 1 и 2) и неподрессоренной (кривые 3 и 4) масс на пневмоподвеске с воздушным дросселем диаметром 5 мм и обратным клапаном при совместной работе с гидроамортизаторами:
1 и *3* — амортизаторы автомобиля ВАЗ-2103; *2* и *4* — амортизаторы автомобиля ГАЗ-24

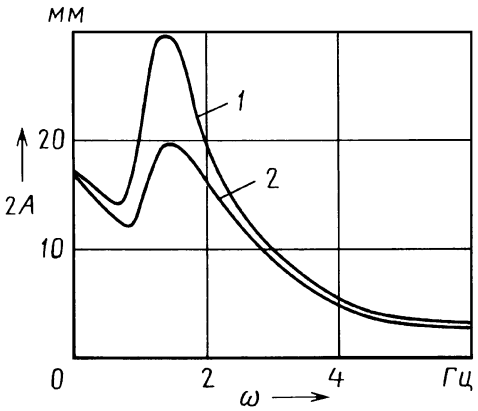


Рис. 2. АЧХ размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы на пневмоподвеске:
1 — гидроамортизаторы автомобиля ГАЗ-24; *2* — воздушный демпфер в поршне и гидроамортизатор передней подвески автомобиля ГАЗ-24

подрессоренных масс наиболее эффективен гидроамортизатор автомобиля ГАЗ-24, а в зоне более высоких частот — автомобиля ВАЗ-2103.

Рис. 2 дает АЧХ размахов абсолютных колебаний той же подрессоренной массы на пневмоподвеске с гидроамортизатором ГАЗ-24 (кривая *1*) и на пневмоподвеске с комбинированной воздушно-гидравлической демпфирующей системой, состоящей из дросселя диаметром 5 мм с обратным клапаном и гидроамортизатора (кривая *2*).

Как видим, комбинированное воздушно-гидравлическое демпфирование заметно (~ в 1,5 раза) уменьшает резонансные колебания подрессоренной массы с коэффициентом динамичности менее 1,2. В до- и зарезонансных зонах эффективность сравниваемых систем примерно одинакова.

Влияние роста подрессоренной массы на АЧХ размахов колебаний подрессоренной и неподрессоренной масс АТС при испытаниях пневмоподвески с комбинированной воздушно-гидравлической демпфирующей системой (воздушный дроссель диаметром 5 мм с обратным клапаном и гидроамортизатор от передней подвески автомобиля ГАЗ-24) иллюстрирует рис. 3, из которого следует, что при увеличении подрессоренной массы в 1,5 раза собственная частота подвески снижается с 1,45 до 1,2 Гц, т. е. на 17 %, а коэффициент динамичности, наоборот, возрастает с 1,2 до 1,6 — на 33 %. При этом в зоне резонанса (1,3—1,7 Гц) колебания подрессоренной массы увеличиваются, а в зарезонансной зоне уменьшаются на 30 %. Относительные же колебания неподрессоренной массы (деформация шины) в зарезонансной зоне снижаются даже на 40 %.

Влияние мощности гидроамортизатора и дополнительного воздушного демпфирования на гашение колебаний подрессоренной массы, равной 1,5 т, показано на рис. 4.

Из сравнения кривых этого рисунка следует, что дополнительное к гидроамортизатору ВАЗ-2103 воздушное демпфирование уменьшает колебания в зоне ре-

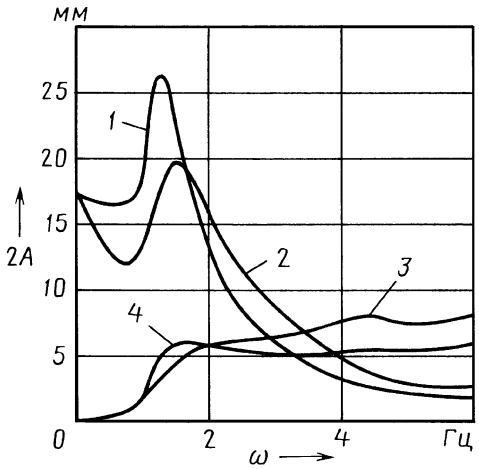


Рис. 3. АЧХ размахов колебаний подрессоренной (кривые 1 и 2) и неподрессоренной (130 кг, кривые 3 и 4) масс на пневмоподвеске с воздушным демпфером в поршне и гидроамортизатором передней подвески автомобиля ГАЗ-24:
1 и *4* — подрессоренная масса 1500 кг, статическое давление в пневморессоре 3,2 МПа; *2* и *3* — подрессоренная масса 1000 кг, статическое давление в пневморессоре 2,15 МПа

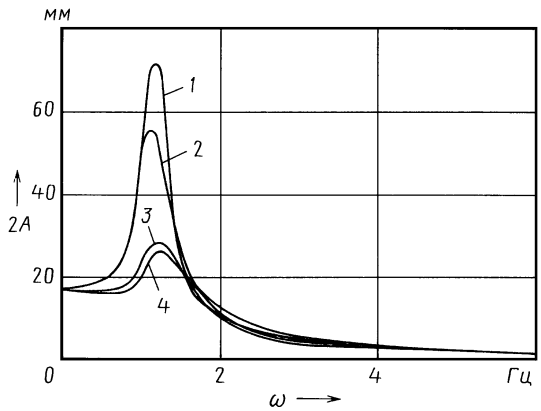


Рис. 4. АЧХ размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы 1500 кг на пневмоподвеске:
1 — гидроамортизаторы автомобиля ВАЗ-2103; *2* — воздушный демпфер в поршне и гидроамортизатор автомобиля ВАЗ-2103; *3* — гидроамортизатор автомобиля ГАЗ-24; *4* — воздушный демпфер в поршне и гидроамортизатор автомобиля ГАЗ-24

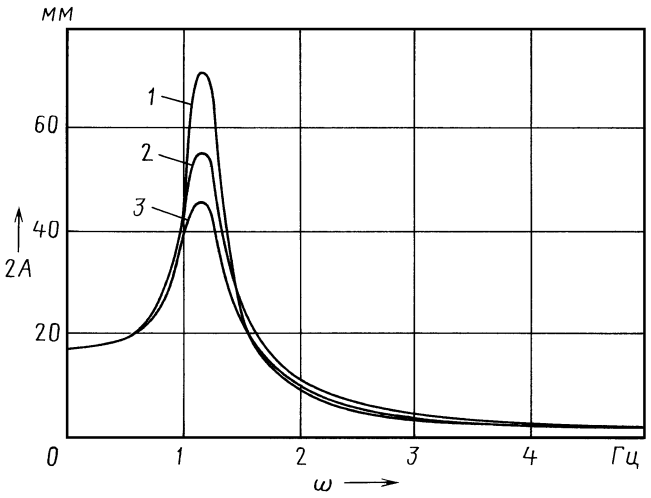


Рис. 5. АЧХ размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы 1500 кг на пневмоподвеске:

1 — серийный (без воздушного демпфера) поршень и гидроамортизатор автомобиля ВАЗ-2103; *2* — серийный поршень с дросселем диаметром 5 мм и обратным клапаном и гидроамортизатор автомобиля ВАЗ-2103; *3* — удлиненный в 2 раза поршень с дросселем диаметром 6 мм и обратным клапаном и гидроамортизатор автомобиля ВАЗ-2103

зонанса на 29 %, а к гидроамортизатору ГАЗ-24 — на 8 %. В зарезонансной зоне колебания на сравниваемых системах демпфирования практически одинаковы.

Таким образом, даже при увеличении подрессоренной массы в 1,5 раза виброзащитные свойства пневматической подвески с комбинированным воздушно-гидравлическим демпфированием выше, чем с гидроамортизатором. При этом влияние воздушного демпфера тем заметнее при совместной работе, чем меньше сопротивление гидроамортизатора. Однако при малом сопротивлении последнего коэффициент динамичности подвески с комбинированной воздушно-гидравлической демпфирующей системой может достичь 3,2, что окажется недостаточным для удовлетворения норм плавности хода груженого АТС. Поэтому при применении "слабых" гидроамортизаторов необходимо повышать эффективность воздушной демпфирующей системы. Например, путем удлинения серийного поршня. Это хорошо видно из рис. 5, на котором приведены результаты экспериментов при серийном и в 2 раза удлиненном поршнях при совместной работе воздушной демпфирующей системы с гидроамортизатором автомобиля ВАЗ-2103: удлиненный поршень способен уменьшить резонансные колебания на 22 %. И при этом обеспечить коэффициент динамичности, равный 2,6, что вполне приемлемо для подвесок современных АТС.

Таким образом, испытания показали, что комбинированное воздушно-гидравлическое демпфирование позволяет существенно повысить плавность хода АТС при резком уменьшении сопротивления серийных гидроамортизаторов.

УДК 330.131:621.313.12

Порошковая магнитная система индукторного генератора

Канд. техн. наук И.А. ТИМОФЕЕВ

ВНИИР

Магнитопроводы статоров и роторов автомобильных генераторов, выпускаемых в настоящее время, шихтованные, т. е. собираемые из тонких листов электротехнических сталей, внешние контуры, отверстия, пазы и зубцы которых получают методом штамповки. Однако данный метод — не из дешевых. Уже хотя бы потому, что до 40 % дорогой и дефицитной электротехнической стали идет в отходы — в металлолом. Поэтому специалисты занимаются поиском новых конструкций и технологических процессов. И результаты уже есть. Например, методы порошковой металлургии позволяют получать магнитные системы по безотходной технологии, синтезировать материалы с широким набором химических элементов, выпускать кондиционные детали сложной формы, прессовать и спекать изделия до VIII класса точности, обладающие высокими физико-механическими свойствами, которые нельзя достичь с помощью традиционных литейных металлургических процессов.

Во ВНИИРе тоже провели большие исследования с целью разработки магнитной системы индукторного генератора, выполненной также из тонких листов, но полученных методом порошковой металлургии. В итоге создана так называемая критическая технология, суть которой, если коротко, сводится к следующему.

Сначала получают сплав ферросилиция с содержанием в нем 20 % кремния, затем способом распыления расплава — порошок. После чего смешивают его с железным порошком той же марки, получая ферросилиций с содержанием нужных 6,5 % кремния. И, наконец, прессуют порошок в пластины при давлении (1,0—1,8) p и спекают при температуре (1,0—1,2)$T_{пл}$, где $T_{пл}$ — температура плавления легкоплавкой лигатуры (1523 K, или 1250 °C).

Собранная из таких пластин (их толщина — 1 мм) опытная магнитная система генератора имеет следующие геометрические характеристики: внешний диаметр статора — 120 мм, внутренний — 85,4, длина — 28 мм; внешний диаметр ротора 85 мм, внутренний — 18, длина — 30,5 мм. Зазор между статором и ротором — равномерный, равный 0,21 мм.

Чтобы определить, не уступает ли ротор опытного генератора ротору генератора серийного с точки зрения прочности, были выполнены соответствующие расчеты. (Исходные данные для них приведены в таблице). В их ходе пользовались формулой $F_д/S = E\varepsilon$, в которой $F_д$ — центробежная сила, действующая на поверхность ротора, E — модуль упругости материала, ε — относительное удлинение материала; размер поверхности ротора — $S = 2\pi rl$, где r — радиус, l — длина ротора; действительная центробежная сила ротора — $F_д = ES_\varepsilon$. То есть действительная сила $F_д$, которую может выдержать опытный ротор, равна произведению $E_1S_1\varepsilon_1$, а серийного ротора — $E_2S_2\varepsilon_2$. Величины этих сил при

Генератор	Параметры ротора						
	материал	модуль упругости материала, Н/мм^2	относительное удлинение материала, %	диаметр, мм	длина, мм	масса, кг	максимальная частота вращения, мин$^{-1}$
Опытный	Порошок ферросилиция	$2{,}15 \cdot 10^{11}$	5,7	85	30,5	0,75	6000
Серийный	Сталь 08пс	$1{,}75 \cdot 10^{6}$	26,0	85	30,5	0,75	6000

условии, что $S_1 = S_2$, равны соответственно $8{,}4 \cdot 10^6$ и $31{,}5 \cdot 10^6$ Н.

Таким образом, получается, что действительная центробежная сила, которую развивает опытный ротор, в 3,75 раза ниже аналогичной силы, развиваемой серийным ротором.

Теоретически возможная центробежная сила $F_т$ равна, согласно первому закону Ньютона, произведению ma, где m — масса ротора, a — максимально возможное центробежное ускорение.

Причем, массы обоих роторов равны 0,75 кг. Ускорение $a = \omega^2 r$ ($\omega = 2\pi n/60$ — угловая скорость вращения, $n = 6000$ мин$^{-1}$ — максимальная частота вращения ротора). В итоге получаем: $\omega = 628$ с$^{-1}$, $a = 16\ 761$ м/с^2 и $F_т = 1{,}3 \cdot 10^4$ Н. Откуда следует, что оба ротора выдерживают значительно бóльшую центробежную силу, чем сила, вычисленная теоретически из условия максимальной частоты его вращения.

На рис. 1 приведены построенные в относительных единицах внешние характеристики выпрямленного напряжения от тока нагрузки $U_d = f(I_d)$ обоих генераторов при частоте вращения $n = \text{const}$, токе возбуждения $i_а = \text{const}$ и $\cos\varphi = 1$. Как из него видно, по мере увеличения нагрузки напряжение в обоих случаях уменьшается, так как с ростом a повышается размагничивающее действие реакции якоря и сильнее падает напряжение в индуктивном сопротивлении рассеяния. Однако у опытного генератора на всем диапазоне изменения нагрузок кривая располагается выше, чем в случае серийного генератора, поскольку спеченная магнитная система имеет лучшие характеристики — большой магнитный поток, малую коэрцитивную силу и меньшую величину индуктивного сопротивления.

Напряжение для опытного образца генератора при номинальном токе нагрузки 50 А составляет 0,85 номинального его значения, а напряжение для аналогичного серийного генератора — $0{,}25U_{ном}$, что позволяет в первом случае уменьшить падение напряжения на нагрузке в 3,4 раза.

На рис. 2 даны регулировочные характеристики тока $i_в$ возбуждения обоих генераторов в зависимости от

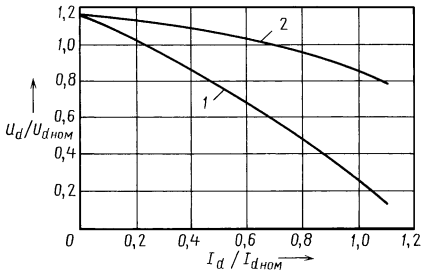


Рис. 1. Зависимость относительного напряжения индукторного генератора от относительного тока нагрузки:
1 — аналоговый образец; *2* — опытный образец

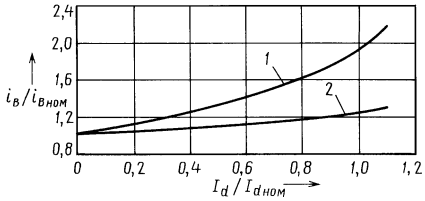


Рис. 2. Зависимость относительного тока возбуждения индукторного генератора от относительного тока нагрузки:
1 — аналоговый образец; *2* — опытный образец

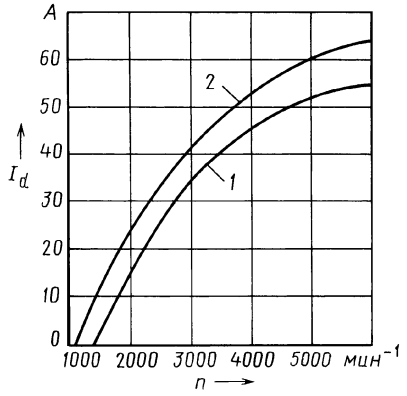


Рис. 3. Влияние частоты вращения ротора индукторного генератора на ток нагрузки:
1 — аналоговый образец; *2* — опытный образец

тока $I_а$ нагрузки при постоянных напряжении U_d, частоте n вращения ротора и $\cos\varphi = 1$.

Как видим, кривая изменения тока возбуждения у опытного образца генератора проходит ниже аналогичной кривой у серийного генератора. Причем на всем диапазоне изменения тока нагрузки. Причина: индуктивное сопротивление у опытного генератора больше, чем у серийного, потому что в спеченной магнитной системе более высокая магнитная проницаемость. Следовательно, необходимый ток возбуждения оказывается меньше. Испытания, в частности, показали: ток возбуждения у опытного генератора при номинальном токе нагрузки 52 А, составляет 1,2 номинального, а у серийного — $1{,}9i_{ном}$. То есть ток возбуждения у опытного генератора можно снизить в 1,58 раза.

Для сравнения технического уровня генераторов относительно размеров, массы и мощности снимают, как известно, токоскоростную характеристику генератора $I_d = f(d)$ при постоянных напряжении U_d, токе возбуждения $i_в$ и $\cos\varphi = 1$. Сделано это и в рассматриваемом случае (рис. 3).

Из рисунка следует, что токоскоростная характеристика обоих генераторов имеет экспоненциальную форму: ток нагрузки возрастает, причем с увеличением частоты вращения этот рост замедляется, поскольку пропорционально квадрату числа витков обмотки статора увеличивается индуктивное ее сопротивление. Нагрузочные токи в обоих случаях достигнут постоянной величины, определяемой параметрами обмоток генераторов и величиной магнитного потока. В итоге ток нагрузки аналогового генератора при номинальной частоте вращения ротора 5000 мин$^{-1}$ составляет 52 А, а опытного — 60,5 А, т. е. больше на 16 %. Обусловлено это большей величиной магнитного потока холостого хода из-за высокой магнитной проницаемости спеченного магнитопровода.

УДК 629.1.075

Формирование управляемости при проектировании колесной машины

Канд. техн. наук И.В. ХОДЕС

Волгоградский ГТУ

Из множества показателей АТС, характеризующих его управляемость, наиболее важными с практической точки зрения считаются, как известно, два — точность воспроизведения траектории движения и сохранение устойчивости. Но при движении управляемые колеса всегда испытывают воздействие со стороны рулевого привода. Причем воздействие переменное как по величине, так и во времени. В результате колеса поворачиваются на угол $\theta(t)$, который вызывает возмущающие силовые поперечные нагрузки, сопровождающиеся поперечными колебаниями колес на собственной их частоте в фазе входа в поворот, а также на частоте возмущающей — особенно в режиме движения при максимальных скоростях с выполнением маневров "переставка", обгон, внезапный объезд препятствия ("рывок руля"), корректировка прямолинейного курсового направления ("подруливание").

Предельная скорость $v_{пр}$ АТС при этом определится соотношением параметров внешней среды, массово-геометрических и упруго-демпфирующих свойств самой машины и управляющих воздействий водителя с амплитудой θ_0 поворота управляемых колес (формула № 1 в таблице).

Входящие в данную формулу коэффициенты $U_п$ и K_{0_i} подсчитываются по формулам № 2 и 3 соответственно.

Анализ формулы № 1 показывает, что скорость $v_{пр}$ больше при движении АТС без разгона и торможения, при наличии полного привода, увеличении базы L, сцепных свойств φ, уменьшении амплитуды θ_0 поворота управляемых колес, больших $h_п$, снижении частоты ω возмущающих воздействий, ослаблении причин, вызывающих перераспределение вертикальной нагрузки ΔR_z, минимизации искажения кривизны ($a/LK_{0_1} - b/K_{0_2} + K_{дов}$) траектории движения. Кроме того, при расчетах нужно учитывать и другие силовые факторы. Например, действие бокового пульсирующего воздушного потока, изменение поперечного наклона дорожного полотна и т. д. И такая возможность есть. Ее предоставляет разработанная в ВолгГТУ методика: она позволяет выявить составляющие поперечных искажений относительно задаваемого кинематического смещения $Y_s(t)$. В том числе смещений: $Y_с$ (снос АТС) — из-за однонаправленного увода передней и задней его осей; $Y_б$ — из-за неодинакового увода осей, $Y_п$ — из-за влияния упругих, преимущественно вертикальных, деформаций подвески, $Y_р$ — из-за кинематической и динамической неопределенности на участке рулевого привода; $Y_у$ — из-за несоответствия углов установки управляемых колес по развалу и схождению, $Y_ф$ — из-за продольной задержки поперечных смещений в результате фазового смещения поперечной реакции опорных колес относительно кинематического возмущения, обусловленного демпфирующими свойствами подвески в поперечном направлении.

Каждое из перечисленных поперечных искажений можно трансформировать в соответствующий угол θ_i доворота. При аппроксимации поворота управляемых колес, например, функцией синуса, $\theta = \theta_0 \sin(2\pi t/T_0)$ в случае $0 \leqslant t \leqslant T_0$ получаем амплитуду кинематически задаваемого смещения, соответствующую формуле № 4, а в случае $t = T_0$ — формуле № 5. Соответственно, эквивалентные амплитудные довороты $\theta_{э_i}$ каждой составляющей Y_{i_a} искажений можно выразить формулой № 6.

Очевидно, что в общем случае желательно, чтобы суммарное динамическое искажение $\Sigma\theta_{э_i} \to 0$. Причем для АТС с короткобазовой компоновкой при $L/B < 2$ (ВАЗ-2121 и т. п.) с целью подстраховки по условию устойчивости желательно иметь $\Sigma\theta_{э_i} < 0$, а для АТС с увеличенной ($L/B > 2$) базой можно допустить избыточную поворачиваемость, т. е. $\Sigma\theta_{э_i} > 0$. Но — при обязательном обеспечении запаса устойчивости для регламентируемых режимов движения.

Таким образом, анализ соотношения составляющих эквивалентных углов доворота управляемых колес показывает, что наилучшее качество управляемости достигается, когда суммарные искажения компенсируют друг друга. Это следует учитывать при проектировании, задавая параметры общей компоновки и подвески передней и задней осей. Но здесь следует иметь ввиду, что влияние конструктора ограничено: на $\theta_с$ ($Y_с$) — пределами увеличения коэффициента сопротивления увода опорных колес (использование низкопрофильных шин, повышение давления в них и пр.); на $\theta_б$ — из-за неодинакового положения центра масс машины в снаряженном состоянии или при полной (разрешенной) массе; на $\theta_р$ и $\theta_у$ — при конструктивной минимизации искажения на участке рулевого привода и остаточном несоответствии схождения "развалу" управляемых колес; на $\theta_ф$ — из-за фазовой задержки реакции машины на управляющее воздействие. Поэтому в арсенале конструктора остается лишь одна возможность — организовать обратный доворот $\theta_п$ управляемых колес от вертикальной деформации подвески под действием центробежной силы, образующей поперечный момент, который вызван кривизной траектории, т. е. обеспечить равенство $\theta_п = -(\theta_с \pm \theta_б \pm \theta_р \pm \theta_у - \theta_ф)$.

Для определения требуемого от подвески в функции центробежной силы и поворачивающего момента угла доворота $\theta_п$ можно привлекать известные программные комплексы "Фрунд", "Адамс". Однако их следует адаптировать к конкретной схеме, параметрам подвески с последующим, практически "слепым", перебором вариантов. Эти комплексы для конкретной схемы (рис. 1) подвески (например, автомобиля ВАЗ-2108) должны давать результирующий угол $\theta_п$ доворота с учетом смещения

№ формулы	Формула	Примечания
1	$v_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{Lg}{\theta_0 U_{\text{п}} + mj_{\text{поп}}\varphi\left(\frac{a}{LK_{0_2}} - \frac{b}{LK_{0_1}} + K_{\text{дов}}\right)}} \times \sqrt[4]{\varphi^2 - P^2_{\text{к,т}}/R^2_{Z1,2}}$	L — база АТС; g — ускорение свободного падения; $U_{\text{п}}$ — коэффициент усиления поперечной реакции на собственной ($\omega_{\text{с}}$) и вынужденной (ω) частотах при коэффициенте $h_{\text{п}}$ демпфирования; m — масса АТС; $j_{\text{поп}}$ — поперечное ускорение АТС; φ — коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью; a, b — соответственно расстояния до передней и задней осей от центра масс АТС; K_{0_1}, K_{0_2} — коэффициенты сопротивления уводу колес передней и задней осей с учетом поправок по Д.А. Антонову и перераспределения ΔR_{zi} реакций R_{zi}; $K_{\text{дов}}$ — коэффициент доворота от вертикальной деформации остова под действием поперечной силы $mj_{\text{поп}}$; $P_{F,T}$ — сила торможения или тяги на ведущих колесах; $R_{Z1,2}$ — нормальные реакции на колесах передней и задней осей
2	$U_{\text{п}} = \frac{\omega_{\text{с}}^2}{\sqrt{(\omega_{\text{с}}^2 - \omega^2)^2 + 4h_{\text{п}}^2\omega^2}} + e^{\frac{\pi h_{\text{п}}}{2\omega_{\text{с}}}}\sin\left(\text{arctg}\frac{h_{\text{п}}}{\omega_{\text{с}}}\right)$	—
3	$K_{0_i} = \left(2 - \frac{\Delta R_{Zi}}{R_{Zi}}\right) K_i K_R K_\varphi K_{F,T}$	K_i — коэффициент сопротивления уводу шины; K_φ, K_R, $K_{F,T}$ — поправочные коэффициенты по Д.А. Антонову
4	$Y_S = \frac{v^2 T_0 \theta_0}{2\pi\pi}\left(t - \frac{T_0}{2\pi}\sin\frac{2\pi\pi}{T_0}\right)$	v_0 — продольная скорость АТС; T_0 — период поперечных колебаний; θ_0 — амплитуда поворота управляемых колес; t — время
5	$Y_S = \frac{v^2 T_0^2 \theta_0}{2\pi L}$	—
6	$\theta_{\text{э}_i} = \frac{2\pi L Y_{i_{\text{а}}} T_0}{v^2 T_0}$	—
7	$\Delta l = \sqrt{l^2 - (h_{0_l} - h_{\text{п}})^2} - \sqrt{l^2 - h_{0_l}^2}$	См. рис. 1
8	$\theta_{\text{дс}} = \frac{\Delta l}{r};\ \theta_{\Sigma_1} = \theta_{\text{э}} + \theta_{\text{дс}}$	—
9	$\Delta R = \sqrt{R^2 - (h_{0e} - h_{\text{п}})^2} - \sqrt{R^2 - h_{0_R}^2};\ \theta_{\text{др}} = \frac{\Delta R}{H}$	См. рис. 1
10	$\theta_{\text{дрс}} = \frac{\Delta R}{r} \cdot \frac{H_e}{H}$	То же
11	$\theta_{\text{бр}} = -\Delta l_{\text{б}}/H;\ \theta_{\Sigma_4} = \theta_{\Sigma_3} - \theta_{\text{дбр}}$	"
12	$\theta_{\text{дбрс}} = -\theta_{\text{дрб}}\frac{H_e}{r};\ \theta_{\Sigma_5} = \theta_{\Sigma_4} - \theta_{\text{дбрс}} = \theta_{0_1}$	"
13	$\Delta l_2 = \sqrt{l_2^2 - (h_{0_2} - h_{\text{п}_2})^2} - \sqrt{l_2^2 - h_{0_2}^2};\ \theta_{0_2} = 2\Delta l_2/B_2$	"
14	$\theta_{\text{а}} = \theta_{0_1} + \theta_{0_2}$	"

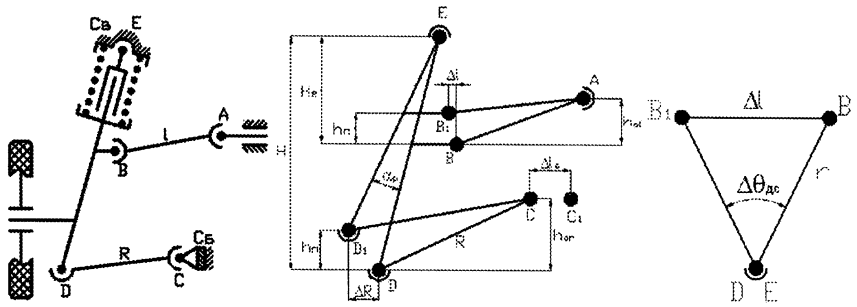


Рис. 1. Конструктивная (а), расчетная (б) и проекция (вид сверху) расчетной (в) схемы подвески автомобиля ВАЗ-2108

положения всех шарниров, включая податливость сопряжений сайлент-блоков, изменяющих углы наклона плоскости наружного и внутреннего колес и поворота их относительно вертикальной оси передней и задней подвесок. Выполнение вычислений, конечно, следует автоматизировать с компьютерной поддержкой, но уже для конкретной схемы. При этом конструктору предоставляется возможность целенаправленно изменять параметры подвески для достижения желаемой цели.

Рассмотрим получение доворотов по рис. 1 — для передней, задней подвесок и автомобиля в целом.

Необходимость доворотов передней подвески обусловлена пятью причинами: смещением Δl (формула № 7) шарниров тяги l, которое дает доворот $\theta_{дс}$ (формула № 8) в сторону увеличения θ_0, т. е. $\theta_{\Sigma_i} = \theta_э + \theta_{дс}$; изменением угла $\theta_р$ развала на величину $\theta_{др} = \pi\frac{\Delta R}{H}$, откуда $\theta_{\Sigma_2} = \theta_{\Sigma_1} + \theta_{др}$ (формула № 9); доворотом $\theta_{дрс}$ (формула № 10), вызванным развалом во взаимодействии с точкой B тяги L на высоте H_e, который и дает $\theta_{\Sigma_3} = \theta_{\Sigma_2} + \theta_{дрс}$; доворотом от изменения (увеличения) развала $\Delta\theta_{дрб} = \Delta l_б / H$ из-за деформации сайлент-блоков рычага R на величину $\Delta l_б$ (формула № 11) и обратным эквивалентным доворотом $\theta_{дрбс}$ из-за деформации сайлент-блоков во взаимодействии с рулевой тягой (формула № 12).

В задней подвеске имеется только одна причина — смещение шарниров l_2. В результате расчеты Δl_2 и θ_{0_2} ведутся по формулам № 13. Что же касается доворота $\theta_а$ всего автомобиля, то он, очевидно, равен сумме доворотов передней и задней подвесок (формула № 14).

Получив все составляющие, можно построить схему (рис. 2), которая позволит, с учетом ранее полученной величины $\Sigma\theta_{э_i}$ (см. формулу № 6), определить суммарно необходимый доворот $\theta_а$ от подвески всей машины: $\theta_а = \Sigma\theta_{э_i} - \theta_0$ или $\theta_0 = \Sigma\theta_{э_i} - \theta_д$.

Вместе с тем, следует учитывать, что организованный благоприятно для управляемости доворот (за счет вертикальных деформаций подвески в разных направлениях для наружной догружаемой при повороте и внутренней разгружаемой сторон) окажется неблагоприятным (дестабилизирующим) при прямолинейном движении и других причинах появления боковых сил (боковой воздушный поток, поперечный наклон полотна дороги) с увеличением увода за счет той же разнонаправленной деформации. Кроме того, при движении по неровностям или в режимах разгон—торможение, вызывающим однонаправленную вертикальную деформацию подвески, эти же явления нарушат согласование углов установки колес по развалу—схождению, что, в свою очередь, вызовет дестабилизацию с проявлением сопутствующего "рысканья" АТС особенно при преодолении участка дороги типа "стиральная доска". В связи с чем более эффективными являются предварительное формирование искажения траектории в сторону недостаточной поворачиваемости и минимизация угла доворота от разнонаправленных по сторонам деформаций подвески. Компенсацию же целесообразно получать доворотом от поперечной реакции на колесо от дороги путем преднамеренно организованного плеча действия реакции на упругий элемент, установленный между осью колеса и осью поворотной цапфы (пат. № 2232683, РФ). Тогда любое появление поперечной силы вызовет адекватную деформацию упругого элемента на угол в горизонтальной плоскости, запрограммированный расчетом $\theta_д = -(\theta_0 - \Sigma\theta_{э_i})$. Задаваемая траектория движения в данном случае будет сохраняться при любой причине, вызывающей боковую поперечную реакцию. Но дополнительные устройства гашения колебаний, описанные в патенте, окажутся излишними, если возмущающие частоты на рулевом приводе будут существенно меньше собственной частоты поворота управляемых колес относительно зафиксированного рулевого колеса.

И последнее. При проектировании подвески скоростного автомобиля в зоне сближения реальных его скоростей движения с предельными по устойчивости расчеты следует вести для двух его состояний — при снаряженной и полной массах. Причем с учетом возможных предельных положений его центра масс. Это позволяет организовать, варьируя параметрами подвески, взаимную компенсацию от составляющих искажений с минимизацией влияния разнонаправленных деформаций подвески на наружной и внутренней сторонах и конечной компенсацией за счет устройства, реагирующего только на поперечную силовую реакцию передней и задней колесных опор. Значит, реализовать максимальные возможности АТС по управляемости и устойчивости.

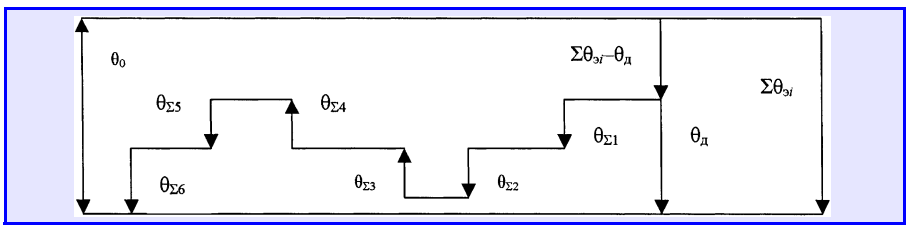


Рис. 2. Трансформация доворотов подвески автомобиля ВАЗ-2108 (желательное соотношение $\theta_0 = \Sigma\theta_{э_i}$)

УДК 621.43

Вода как средство повышения мощности турбокомпрессора на низких и средних частотах вращения коленчатого вала ДВС

Канд. техн. наук А.В. ЕГОРОВ

Марийский ГТУ

Низкая эффективность при малых и средних частотах вращения коленчатого вала и значительные потери энергии, обусловленные высокой температурой уходящих отработавших газов, — это, как известно, основные проблемы ДВС, оснащенных системами газотурбинного наддува. И надо сказать, данными проблемами занимались и занимаются многие двигателестроительные фирмы и отдельные исследователи. Причем небезуспешно. Например, оригинальным решением первой проблемы можно считать систему "Гипербар", в основу которой, если коротко, заложена установка перед входом в турбокомпрессор дополнительной камеры сгорания, увеличивающей температуру и расход рабочего тела через турбину при низких частотах вращения коленчатого вала ДВС. Правда, это ведет к росту расхода топлива.

Вторую проблему пытаются решить двумя способами использования теплоты отработавших газов: либо для синтеза высокоэнергетических топлив на борту автомобиля, либо для нагрева и перегрева рабочего тела паротурбинной установки, выходной вал которой связан с валом электрогенератора или через редуктор — с коленчатым валом ДВС. Однако оба варианта значительно увеличивают массово-габаритные показатели энергетической установки и, несмотря на увеличение общего КПД системы, уменьшают ее удельную мощность.

Проанализировав перечисленные выше обстоятельства, в Марийском ГТУ пришли к выводу, что наиболее оптимальным решением обеих проблем является рассмотренное ниже решение, суть которого заключается в следующем.

В выпускной коллектор *8* (рис. 1) ДВС устанавливается форсунка *7*, через которую в него впрыскивается разогретая отработавшими газами вода. Причем делается это при частотах вращения коленчатого вала, которые ниже номинальной частоты, т. е. на малых и средних частотах, а вода имеет температуру, близкую к температуре кипения. Вода, попав на стенки выпускного коллектора, сразу же испаряется. За счет чего увеличиваются энтальпия парогазовой смеси, проходящей через турбину, и эффективность работы турбокомпрессора, а значит — и давление наддува.

Возможен и второй, еще более результативный вариант — с подогревом воды до температуры, близкой к температуре кипения при давлении впрыскивания. В этом случае вода, оказавшись в полости выпускного коллектора, обладает параметрами перегретой жидкости, из-за чего процесс интенсивного парообразования идет не только за счет подвода теплоты от стенок выпуск-

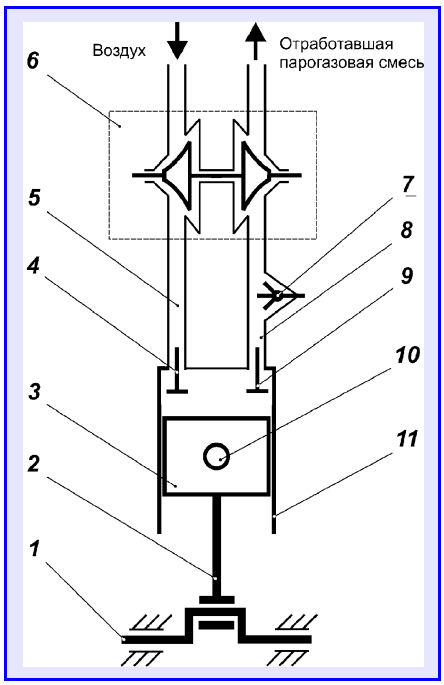


Рис. 1. ДВС, оборудованный системой впрыскивания воды в отработавшие газы:
1 — коленчатый вал; *2* — шатун; *3* — поршень; *4* — впускной клапан; *5* — впускной коллектор; *6* — турбокомпрессор; *7* — форсунка; *8* — выпускной коллектор; *9* — выпускной клапан; *10* — поршневой палец; *11* — цилиндр

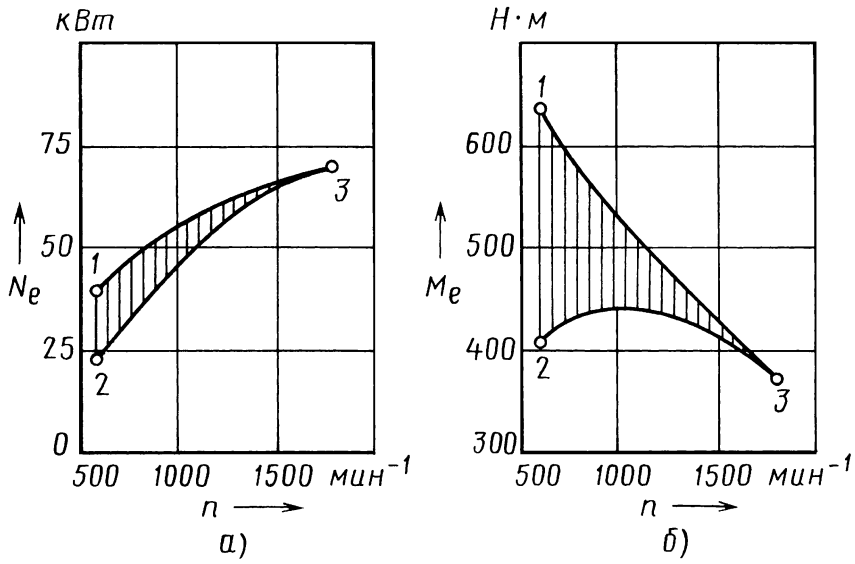


Рис. 2. Элементы (а — N_e, б — M_e) внешней скоростной характеристики двигателя СМД-17Н, оборудованного системой впрыскивания перегретой воды:
1—3 — кривые $N_e = f(n)$ и $M_e = f(n)$ при наличии системы впрыскивания воды; *2—3* — те же кривые при отсутствии данной системы

ного коллектора, но и за счет внутренней теплоты воды.

Как показывают предварительные расчеты, для выведения, например, турбокомпрессора ТКР-7,5, установленного на двигатель СМД-17Н, на номинальный скоростной режим при минимальной частоте вращения коленчатого вала необходимый расход воды составляет ~17 г/с, или 61 кг/ч.

Теоретические зависимости эффективных мощности N_e и крутящего момента M_e двигателя СМД-17Н, оснащенного системами газотурбинного или парогазотурбинного (предлагаемое решение) наддува, от частоты n вращения коленчатого вала двигателя для случая, когда удельные эффективные расходы топлива на соответствующих скоростных режимах коленчатого вала двигателя как с газотурбинным, так и с парогазотурбинным наддувом равны, приведены на рис. 2. Из него следует, что предлагаемое решение позволяет, в принципе, на частоте вращения коленчатого вала, близкой к минимальной, примерно в 1,5 раза увеличить и мощность, и крутящий момент двигателя СМД-17Н (диапазон возможных значений мощностей и крутящих моментов на рисунке заштрихован).

Таким образом, использование тепловой энергии отработавших газов для нагрева и перегрева воды (жидкости) дает возможность повысить действенность энергии, введенной в двигатель с топливом, а также эффективные показатели комбинированного ДВС при неноминальных частотах вращения коленчатого вала. Причем, и это особенно важно, практически без увеличения габаритных размеров силовой установки.

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 656.072

Автоматизированная система оперативного управления производственными процессами автобусного парка

Канд. техн. наук В.Н. ПРОХОРОВ

Департамент транспорта и связи г. Москвы

Работа любого автобусного парка — бизнес, связанный с пассажироперевозками. И, как всякий бизнес, он заинтересован в прибыли. В том числе за счет снижения трудовых и финансовых затрат.

Для решения этой задачи применяют многие способы, но главный из них — внедрение передовых технологий, интенсифицирующих производство, повышающих производительность труда и экономящих все виды ресурсов. И одна из таких технологий — автоматизация оперативного управления производственными процессами.

Полнокомплектная автоматизированная система оперативного управления (АСОУ) позволяет оптимизировать работу практически всех служб автобусного парка. Например, диспетчерская служба благодаря ей получает возможность иметь в своем распоряжении визуализированную информацию обо всех объектах автобусного парка, следовательно, оценивать (контролировать) ситуацию в реальном масштабе времени. В частности, фиксировать время прохода автобусами контрольных пунктов, их наполняемость в каждый момент времени, остаток ресурса до очередного ТО или ремонта; получать информацию о сиюминутной пропускной способности производственно-ремонтных комплексов, емкости складов, технологических нормативах и т. д. В результате — очень четко, быстро и в полном соответствии с реальной ситуацией выполнять диспетчерские функции.

Служба оперативного планирования при наличии АСОУ столь же успешно, как и диспетчерская служба, начинает решать такие задачи, как определение потенциального объема пассажироперевозок и соответствия между данным объемом и имеющимися у автопарка ресурсами; разработка нормативов на выполнение производственных операций; формирование планов распределения автобусов между маршрутами и планов-графиков работы производственно-технологических комплексов; согласование и корректирование планов с другими автобусными парками города или региона; учет выполненных работ; контроль производственных процессов с точки зрения их соответствия плановым заданиям и анализ причин возникшего отклонения фактических показателей от плановых; поиск путей повышения эффективности производства.

Технической службе АСОУ предоставляет технологические схемы обслуживания автобусов и данные об их производительности, характеристики технологического оборудования автобусного парка, данные о пропускной способности технологических комплексов и их специализации, а также о конструктивных особенностях автобусов; службам технического обеспечения — техническую информацию, в том числе в виде схем, чертежей, таблиц, о системах энерго-, водо- и теплоснабжения, промышленной и бытовой канализации, автоматики и телемеханики, связи, сигнализации и радиофикации, пожаротушения, очистных сооружениях и т. д.; службе эксплуатации и механизации — информацию о паспортных характеристиках, процессе технического обслуживания, планового и оперативного ремонта технологического оборудования и инструментов, о текущем техническом состоянии производственных ресурсов и соответствии их характеристик нормативным показателям; возможность учета имеющихся технологического оборудования, инструментов, транспортных средств и т. п., а также оформления отчетной документации о проведенных работах по диагностированию, техническому обслуживанию, плановым и оперативным ремон-

там подвижного состава и оборудования.

Создание АСОУ не сводится к простой инсталляции программных продуктов и миграции данных в новую базу, а превращается в процесс взаимной адаптации методов работы автобусного парка и программной системы, приводящей к их тесной интеграции.

Выполняется оно в несколько этапов, на каждом из которых решаются вполне определенные информационные задачи и внедряются необходимые для этого подсистемы. Число этапов и их содержание зависит от размеров и финансовых возможностей АТП. Например, внедрение АСОУ на филиале ГУП "Мосгортранс", 11 автобусном парке, проходило в три этапа.

Первый из них — создание и освоение автоматизированной системы оперативного учета и паспортизации объектов (АСОУПО), которая обеспечивает сбор и хранение данных о производственной деятельности автобусного парка; информационное взаимодействие с другими автоматизированными системами управления автобусным парком — автозаправочной станцией, службой контроля перевозок; информационную поддержку производственной деятельности подразделений парка, в том числе процесса технического обслуживания, планового и оперативного ремонта производственного и технологического оборудования; автоматизированную подготовку и печать различных оперативных, справочных и отчетных документов.

Второй этап — внедрение базовых автоматизированных систем оперативного планирования и диспетчерского управления.

Таким образом, АСОУ автобусного парка — локальный информационно-вычислительный сервер, который, как правило, реализуется.

Третий этап — ввод в строй автоматизированных систем управления персоналом, производственными фондами (управления ремонтами и техобслуживанием) и документами; анализ производительности.

Таким образом, АСОУ 11 автобусного парка — локальный информационно-вычислительный сервер, который, как правило, реализуется в парках мощностью 100 и более автобусов. Но она же представляет собой часть (подсистему) информационно-вычислительной сети объединения ГУП "Мосавтотранс". Для автохозяйств с небольшим (до 10 ед.) числом подвижного состава лучше всего подходит безсерверная технология.

При проектировании локальной АСОУ, как показал опыт рассматриваемого автобусного парка, решаются три основные задачи. Это проектирование: логической структуры самой информационной системы как набора программ; базы данных, лежащей в основе общего проекта информационной системы и интерфейсных подсистем (как тех, которые относятся к взаимодействиям информационной системы с конечным пользователем, так и тех, которые связывают прикладные программы с системой управления базой данных). При этом принимается, что в автобусном АТП существуют два вида информационных потоков: первичные (возникающие при выполнении технологических процессов) и вторичные (обусловленные движением и последовательной обработкой документов, содержащих информацию первичных потоков). Но поскольку вторичные потоки — полностью производные от первичных, то наиболее очевидная цель внедрения АСОУ — изъятие из состава парка подразделений, обеспечивающих формирование вторичной информации. Ведь АСОУ дает возможность формирование вторичных потоков полностью возложить на средства вычислительной техники. Для этого достаточно всю первичную информацию, образующуюся в АТП, вводить и хранить в ЭВМ. Причем делать это как можно оперативней, в реальном масштабе времени, используя все три известные на сегодня способа сбора первичной информации: ручной (заполнение различных карточек и формуляров); автоматический (с применением технических средств АСОУ) и автоматизированный (с использованием дисплея).

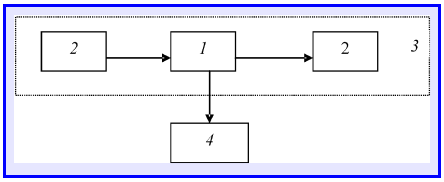


Рис. 1. Информационные потоки в ГУП "Мосгортранс":
1 — головное предприятие или офис автотранспортного объединения; *2* — предприятия автотранспортного объединения; *3* — автотранспортное объединение; *4* — министерство транспорта Москвы

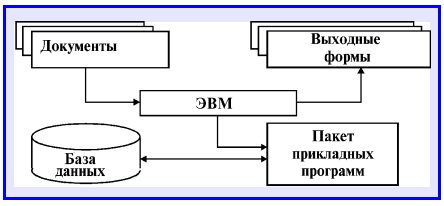


Рис. 2. Схема информационного обеспечения управления 11 автобусного парка

Что касается точек ввода первичной информации, то их в структуре АТП пять: КПП (заезд—выезд транспортных средств), КТП (техническое их состояние), ЦУП (начало и окончание технических воздействий на них), склады (приходно-складские операции) и центральная диспетчерская (результаты работы транспортных средств на линии и фиксация выдачи путевой документации водителям).

Основной принцип АСОУ автобусного парка — единство и доступность базы данных, что позволяет сформировать универсальный справочный пункт, где сотрудники любой службы парка могут получить необходимую им информацию. Но если эта информация доступна и другим АТП автобусного объединения (что возможно, естественно, только при одинаковых структуре управления и архитектуре баз данных), то информационные потоки будут распределяться так, как это показано на рис. 1. То есть появляется возможность создать единую СУБД автотранспортного объединения и даже всех таких объединений в городе или регионе.

Теперь о программном обеспечении АСОУ. Рассмотрим его на том же примере — 11 автобусном парке ГУП "Мосгортранс".

Система управления базой данных (СУБД) предприятия работает под управлением SQL — сервер Borland InterBase 7.5 Enterprise edition. Ссылочная и смысловая целостность данных программного комплекса обеспечивается встроенными средствами SQL — сервера Borland InterBase. В качестве компилятора программного комплекса использован Borland Delphi 7 Enterprise edition. Данная СУБД — реляционная и от-

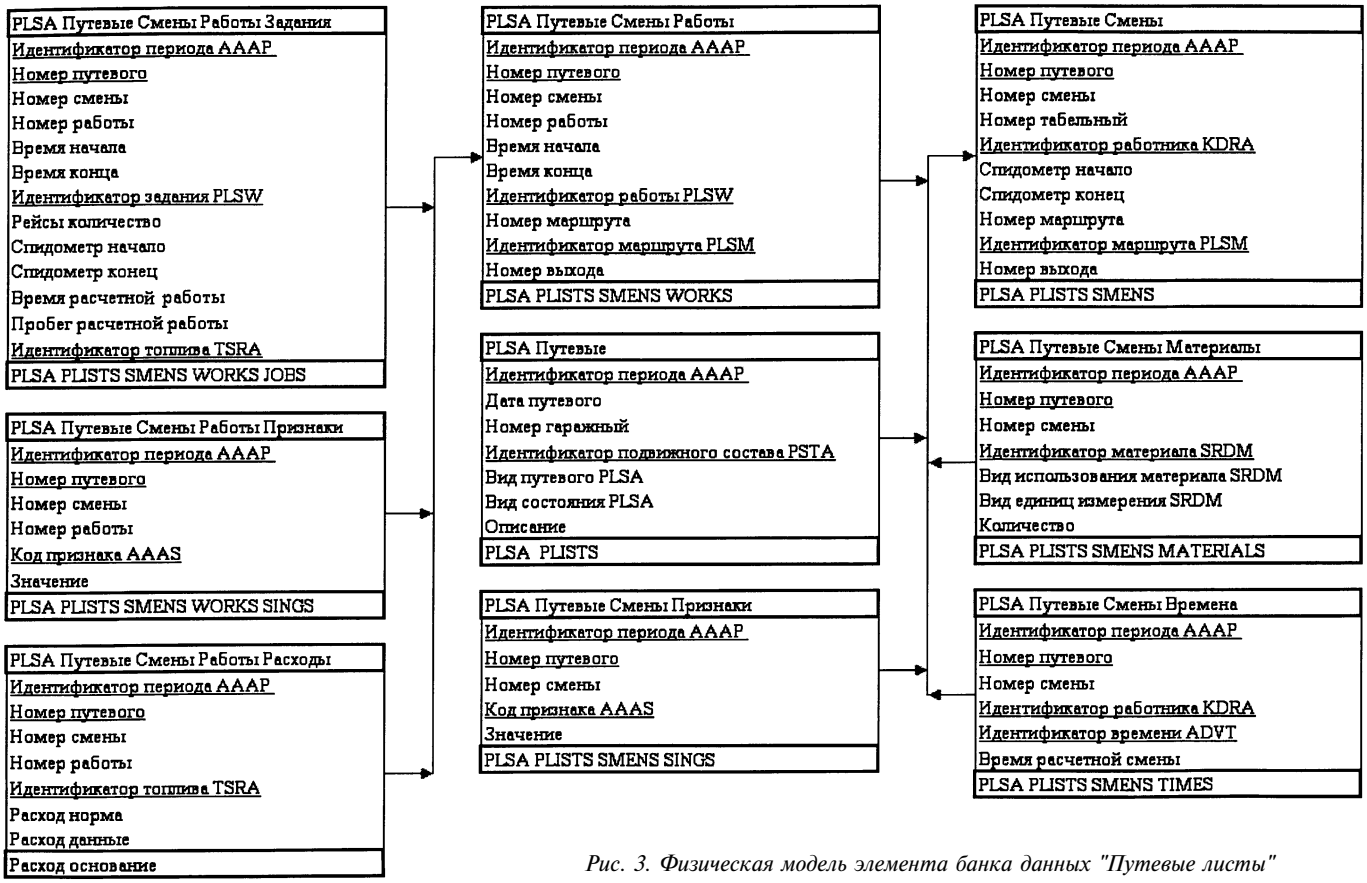


Рис. 3. Физическая модель элемента банка данных "Путевые листы"

носится к классу промышленных; предназначена для хранения больших объемов информации; использует архитектуру "клиент—сервер" в условиях одновременной работы с базами данных множества клиентских приложений; ее клиентские приложения разложены на всех без исключения АРМах автобусного парка. Расположена она на сервере локальной вычислительной сети парка; программное обеспечение базируется на системе документооборота (рис. 2); база данных имеет развитую структуру и содержит в себе всю первичную и вторичную информацию, образующуюся в парке; каждый элемент (рис. 3) физической модели представляет собой независимую таблицу, вверху которой приведено ее имя в русскоязычном варианте, а внизу — в латинском варианте; каждый заголовок сопровождается признаком, показывающим, к какому элементу базы данных относится таблица (например, PLSA означает принадлежность к элементу "Путевые листы").

Рассмотренная выше АСОУ и согласующееся с ней программное обеспечение не только создано, но уже работает в 11 автобусном парке. На ее основе можно создавать АСОУ в автобусных парках различной мощности, что, безусловно, повысит эффективность их работы. И, прежде всего, — за счет оперативного планирования задач для служб АТП. Но для этого каждому такому парку придется спроектировать структуру электронной базы данных, учитывающую особенности своей работы, а также научить специалистов правилам пользования АСОУ.

УДК 621.119

Стенд для диагностирования подвески АТС по ее статической характеристике

Кандидаты техн. наук Ч.И. ЖДАНОВИЧ и В.В. ГЕРАЩЕНКО, А.А. БУРНОСЕНКО

Белорусский НТУ, Белорусско-Российский ТУ

Практики хорошо знают, что зависимость перемещения кузова от перемещения осей в установившемся режиме (статическая характеристика) у исправной и неисправной подвесок заметно отличается. Например, чтобы проверить исправность амортизатора легкового автомобиля, инструкция по эксплуатации рекомендует резко нажать на соответствующее крыло. И если после этого пружина восстанавливает исходное положение амортизатора без колебаний, он исправен. И наоборот, естественно.

Но это лишь качественная оценка. Для количественной же предлагается метод, суть которого сводится к следующему. Автомобиль устанавливают на площадки стенда, снабженного подъемными пневматическими механизмами и измерительным оборудованием, выполненным в виде преобразователей перемещения осей и кузова, а также микропроцессорной системой диагностирования подвески по ее статической характеристике. Далее по программе, записанной в ПЗУ микропроцессорной системы, медленно пере-

мещают оси автомобиля вверх и регистрируют через заданные промежутки времени изменения положения как самих осей, так и кузова. Затем оси медленно опускают, повторяя те же, что и при подъеме, измерения. Потом система обрабатывает эти показатели и выводит на дисплей статическую характеристику диагностируемой подвески. Там же находится аналогичная характеристика исправной подвески. Сравнивая их, оператор принимает решение о техническом состоянии диагностируемой подвески.

Упомянутый выше стенд (пат. № 8680, РБ) создан и предназначен именно для реализации данного метода. Он включает (см. рисунок) основание *16*; установленные на нем первую и вторую опорные площадки *12* осей *10* транспортного средства; пульт *19* управления; концевой выключатель *13*; кронштейн *15* для крепления концевого выключателя; пневмосистему, выполненную в виде последовательно соединенных компрессора *25*, первого (*22*) и второго (*21*) ресиверов с предохранительным клапаном *23* и электроуправляемого пневматического клапана *20*, обмотка *24* управления которого соединена посредством концевого выключателя *13* с пультом *19* управления; четыре исполнительных механизма с электроуправляемыми пневматическими клапанами *18* и пневмодросселем *17*. В свою очередь, каждый из исполнительных механизмов выполнен в виде пневмобаллона *14*, который установлен в соответствующем углублении основания стенда, размещенном под одной из опорных площадок. В схему стенда также входят первый и второй преобразователи *11* сигналов перемещения осей транспортного средства; первый и второй преобразователи *4* перемещения кузова *9*, каждый из которых включает последовательно соединенные мультивибратор *5*, согласующий усилитель *6*, конденсатор *1*, катушку *8* индуктивности со стержнем *7*, закрепленным на осях и кузове диагностируемого транспортного средства над опорными площадками; детектор *2*; выходной резистор *3*, микропроцессорную систему *33* обработки сигналов о перемещениях осей и кузова транспортного средства; дисплей *40*, соединенный с микропроцессорной системой; интерфейс *30* с шестью

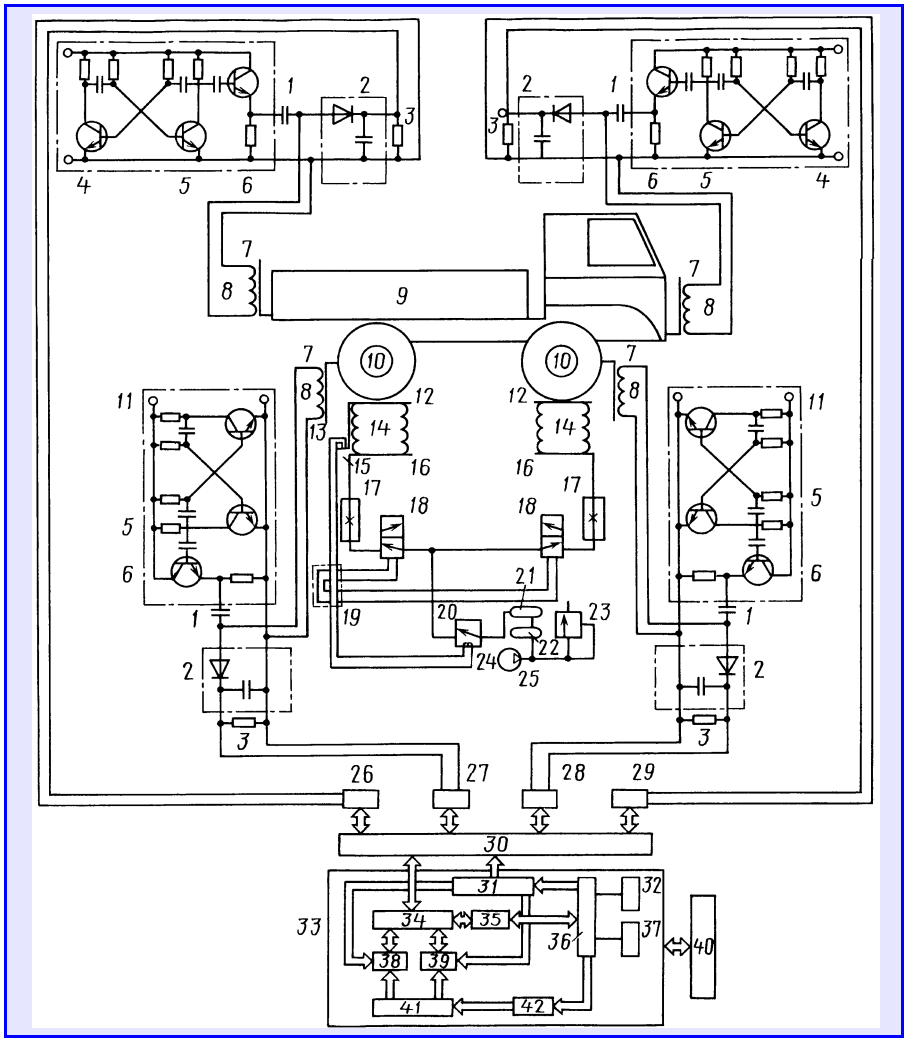


Схема стенда:
1 — конденсатор; *2* — детектор; *3* — выходной резистор; *4* — преобразователи сигналов перемещения кузова; *5* — мультивибратор; *6* — согласующий усилитель; *7* — стержень; *8* — катушка индуктивности; *9* — кузов транспортного средства; *10* — его оси; *11* — преобразователи сигналов перемещения его осей; *12* — опорные площадки стенда; *13* — концевой выключатель; *14* — резинотканевые пневмобаллоны; *15* — кронштейн крепления концевого выключателя; *16* — основание стенда; *17* — пневмодроссели; *18* и *20* — электроуправляемые пневматические клапаны; *19* — пульт управления; *21* и *22* — ресиверы; *23* — предохранительный клапан; *24* — обмотка управления клапаном; *25* — компрессор; *26* и *29* — аналого-цифровые преобразователи сигналов перемещения кузова; *27* и *28* — аналого-цифровые преобразователи сигналов перемещения осей; *30* — интерфейс; *31* — шина управления; *32* — генератор тактовой частоты; *33* — микропроцессорная система; *34* — шина данных; *35* — буфер данных; *36* — микропроцессор; *37* — таймер; *38* — ПЗУ; *39* — ОЗУ; *40* — дисплей; *41* — шина адреса; *42* — буфер адреса

каналами; первый (*27*) и второй (*28*) аналого-цифровые преобразователя сигналов о перемещении осей, соединенные с выходами соответствующих преобразователей *11* перемещения осей; третий (*26*) и четвертый (*29*) аналого-цифровые преобразователи сигналов перемещения кузова, соединенные с выходами аналогичных преобразователей *4* сигналов перемещения кузова соответственно. Интерфейс *30* первым и вторым каналами соединен с выходами первого (*27*) и второго (*28*) аналого-цифровых преобразователей сигналов о перемещении осей соответственно, третьим и четвертым — с выходами третьего и четвертого аналого-цифровых преобразователей *26* и *29* сигналов перемещения кузова соответственно, пятым и шестым каналами — с микропроцессорной системой обработки сигналов о перемещениях осей и кузова.

Микропроцессорная система обработки сигналов о перемещениях осей и кузова состоит из микропроцессора *36*, оперативного (*39*) и постоянного (*38*) запоминающих устройств, генератора *32* тактовой час-

тоты, таймера *37*, буфера *42* адреса, буфера *35* данных, шины *41* адреса, шины *34* данных и шины *31* управления.

Работает стенд следующим образом.

Диагностируемое транспортное средство устанавливают на опорные площадки. В исходном состоянии электроуправляемые пневматические клапаны *18* закрыты, а клапаны *20* открыты. Включается компрессор *25*. Оператор с пульта управления *19* переключает электроуправляемые пневматические клапаны *18* в открытое положение. Пневмобаллоны *14* исполнительных механизмов заполняются воздухом. Одновременно идет подъем опорных площадок с транспортным средством и перемещение его осей и кузова.

Сигналы преобразователей *4* и *11* непрерывно поступают в аналого-цифровые преобразователи *26*, *27*, *28* и *29*. Обработанные там, они через заданные программой промежутки времени, по командам микропроцессора, содержание которых — разрешение прямого доступа в память микропроцессорной системы обработки сигналов со стороны устройства ввода для записи данных, минуя микропроцессор по первому, второму, третьему и четвертому каналам интерфейса *30* и шины *34* данных поступают в оперативное запоминающее устройство *39*.

При перемещении осей и кузова транспортного средства на заданную величину срабатывает концевой выключатель *13*, привод пневмосистемы отключается от сети, пневмобаллоны *14* через дроссель *17* сообщаются с атмосферой. Оси и кузов медленно опускаются до тех пор, пока давление в пневмобаллонах не сравняется с атмосферным. Цифровые сигналы на выходе аналого-цифровых преобразователей *26*, *27*, *28* и *29* уменьшаются по величине и через заданные промежутки времени по первому, второму, третьему и четвертому каналам интерфейса *30* и шины *34* данных подаются в оперативное запоминающее устройство *39*.

В запоминающем устройстве *38* записана программа, состоящая из команд для обработки полученных и записанных данных в оперативном запоминающем устройстве *39*. В ходе работы микропроцессор выдает на шину *41* адреса номер ячейки постоянного запоминающего устройства *38*, где хранится команда, которую необходимо выполнить по программе. По шине *31* управления в постоянное запоминающее устройство *38* поступают сигналы, обеспечивающие чтение содержимого этой ячейки памяти. Запрошенная команда выдается на шину *34* данных и через буфер *35* данных принимается микропроцессором *36* и расшифровывается. Таймером *37* задаются в определенное время команды управления и организуются временные задержки для выполнения команд программы. Для синхронизации работы по обработке информации генератор *32* тактовой частоты подает на микропроцессор последовательность тактовых импульсов.

В результате обработки в соответствии с программой полученных показателей, как сказано выше, строится и выводится на дисплей статическая характеристика диагностируемой подвески, и она сравнивается с соответствующей статической характеристикой заведомо исправной подвески такого же транспортного средства, что позволяет принять решение о техническом состоянии подвески. Если же она неисправна, то выполняются необходимые регулировочные и ремонтные работы. Затем подвеска повторно диагностируется на стенде.

УДК 656.045.6.159.944

Система поддержания работоспособности водителя: результаты испытаний и экспериментальных исследований

Канд. техн. наук В.В. САВЧЕНКО, М.С. СВИСТУН, В.В. СИКОРСКИЙ

ОИМ НАН Беларуси, БелНИИТ "Транстехника", Министерство транспорта и коммуникаций РБ

Мировая статистика свидетельствует: до 90 % ДТП происходит по причине, которую принято называть "человеческий фактор". При этом 57 % из них — результат ошибок водителей. И лишь 7,1 % несчастных случаев можно объяснить исключительно технической неисправностью АТС (2,4 %) и неблагоприятной окружающей средой (4,7 %).

Белоруссия с этой точки зрения — не исключение. Уровень дорожно-транспортной аварийности здесь по-прежнему остается достаточно высоким: потери в ДТП составляют около 2 % ВВП. Поэтому авторы поставили перед собой два вопроса. Первый: какие из ошибок водителей наиболее часто заканчиваются ДТП? Второй: возможны ли технические решения, позволяющие если не устранить, то хотя бы уменьшить остроту проблемы?

Ответы на них получить удалось. Их дали соответствующие исследования. В частности, анализ причин показал, что ошибки водителей, как и предлагает ряд специалистов, подразделяются на пять категорий: ошибка пропуска (существенное действие не выполнено); ошибки исполнения (действие выполнено неправильно); экстраординарные ошибки (действие не нужно было выполнять), последовательные ошибки (порядок выполнения действий был неправильным); временные ошибки (время выполнения действий не соответствовало требуемому).

Сравнение перечисленных категорий ошибок с причинами ДТП свидетельствует: они неравноценны. Причем самая опасная из них — временные (~50 % ДТП). Например, у водителей, управляющих транспортным средством в состоянии уменьшенной степени бодрствования, вероятность попасть в ДТП резко возрастает. Причины — время реакции увеличивается из-за падения способности быстро реагировать и обрабатывать многочисленную информацию, а также мышечной релаксации. В таком состоянии водителю требуется 3—4 с для отжатия педали тормоза вместо 0,7 с в нормальном состоянии.

Второе место (40 % ДТП) занимает принятие ошибочных решений водителями, т. е. ошибки исполнения, третье (5 %) — неправильные действия водителей по управлению транспортным средством (экстраординарные ошибки).

Таким образом, можно сделать вывод, что поиск способов сокращения времени реакции водителей — одна из наиболее актуальных проблем, поскольку те же исследования доказывают: уменьшение этого времени на 0,5 с способствует сокращению числа наездов сзади на ~60 %, 50 % ДТП на перекрестках и 30 % с участием встречных АТС. Если же время реакции снизить на 1 с, то число наездов сзади и ДТП на перекрестках уменьшится на 90 %, а число встречных столкновений АТС — на 60 %.

Все перечисленное привело к выводу: нужно устройство, способное обеспечивать высокий уровень работоспособности водителя, т. е. его способность не допускать временных ошибок и ошибок исполнения. Причем работу по созданию такого устройства облегчило то, что в жизни такие устройства, системы поддержания работоспособности операторов (напри-

мер, машинистов локомотивов), уже разработаны и даже выпускаются серийно.

В итоге ЗАО "Нейроком" создало систему поддержания работоспособности водителя (СПРВ), опытный образец которой в середине 2006 г. прошел испытания на базе международного автобуса МАЗ-152 "Автобусного парка № 2" ТКУП "Минсктранс".

В данной системе, как и в аналогах, применяемых на железнодорожном транспорте, реализован принцип автоматической интерпретации функционального состояния водителя, основанный на мониторинге его психофизиологических параметров (электродермальная активность) и выполнении формализуемых алгоритмов деятельности или их фрагментов (рациональных действий). Например, при управлении автомобилем рациональными действиями водителя считаются работа педалью тормоза, переключение передач, изменение скоростных режимов движения, включение указателей поворотов и др. Система автоматически интерпретирует функциональные состояния операторов типа "бодрствование—сниженный уровень бодрствования" как две крайние точки в пространстве функциональных состояний этого типа и динамику переходов между ними. В частности, функциональное состояние "сниженный уровень бодрствования" означает, что водитель еще способен управлять транспортным средством, но время его реакций и качество управляющих действий ухудшаются, увеличивается вероятность совершения ошибок. Причем система не только фиксирует такое состояние, но и информирует о нем водителя.

Общий вид опытного образца СПРВ приведен на рис. 1. Как видим, в его состав входят четыре устройства. В том числе носимые водителем на пальце "Перстень" *1* или на запястье "Браслет" *2*, образующие блок СПРВ-Н, блок *6* (СПРВ-Д), регистрирующий выполнение оператором рациональных действий; блок *5* (СПРВ-С), содержащий приемник, управляющий контроллер системы и обеспечивающий отображение на линейчатом индикаторе *4* уровня бодрствование водителя в реальном масштабе времени, т. е. организации семантической биологической обратной связи по функциональному состоянию, а также выдачи предупреждающих звуковых сигналов при устойчивой динамике функционального состояния к снижению уровня бодрствования (релаксации) и формирования управляющих воздействий на электрические цепи (аварийную сигнализацию, клаксон, фары и т. п.) АТС в случае, если водитель не отреагировал на предупреждение СПРВ. Тем самым система упреждает дальнейшее развитие релаксации и обеспечивает поддержание водителя в состоянии готовности к экстренному действию, существенно снижая вероятность засыпания за рулем.

Устройства "Браслет" и "Перстень" при их надевании включаются автоматически, а при снятии — выключаются. Работая, они по радиоканалу передают измеряемую информацию на блок СПРВ-С.

Рис. 1. Бортовая система поддержания работоспособности водителя:
1 — перстень; *2* — браслет; *3* — кнопка блока СПРВ-С; *4* — линейчатый индикатор этого блока; *5* — сам блок СПРВ-С; *6* — блок СПРВ-Д

Рабочая частота радиоканала — 2,44 ± ± 0,04 ГГц, дальность его действия между приборами СПРВ-Н и СПРВ-С не менее 2 м. Блоки СПРВ-Н и СПРВ-С имеют встроенную автоматическую систему самодиагностирования. Управляющий контроллер обрабатывает и анализирует принимаемую по радиоканалу информа-

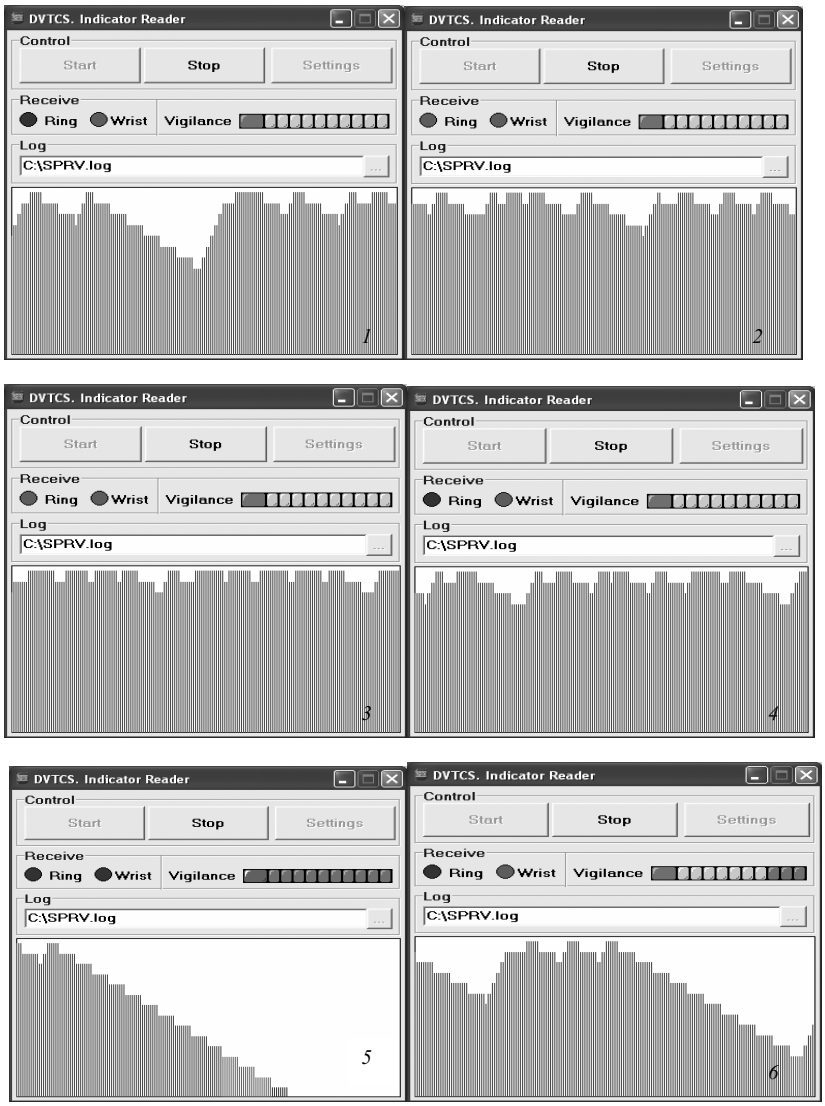


Рис. 2. Примеры сигналов, выдаваемых на линейчатый индикатор блока СПРВ-С при движении автобуса в различных дорожных ситуациях:
1 — переезд через "сложный" (ремонтируемый) мост; *2* — движение по узким и предельно "загруженным" улицам населенных пунктов; *3* — выполнение сложных обгонов; *4* — движение в Минске в плотном транспортом потоке; *5* — релаксация водителя; *6* — монотонное, без помех движение

цию о динамике параметров электродермальной активности, при этом изначально учитываются индивидуальные различия значений параметров конкретного водителя, а также информацию от блока СПРВ-Д датчиков, регистрирующих выполнение им рациональных действий (ряда алгоритмов деятельности); автоматически информирует о динамике и уровне его бодрствования и в случае интерпретации функционального состояния типа "сниженный уровень бодрствования" вырабатывает сигналы, требующие подтвердить возможность выполнения алгоритмов деятельности (нажать на кнопку *3*). И если такое подтверждение не получено, контроллер автоматически вырабатывает сигнал на перевод системы "человек—машина" в аварийный режим функционирования.

Текущий уровень бодрствования отображается на линейчатом индикаторе *4*, имеющем десять градаций желтого цвета.

При снижении уровня бодрствования водителя до критического (в левой части индикатора появляются сегменты красного цвета) управляющий контроллер вырабатывает команду, поступающую на блок СПРВ-Д, который отключает звук магнитолы (если она включена).

Управляющий контроллер подает предупреждающий звуковой сигнал, включая первое реле блока СПРВ-Д. Если в течение 7 с не происходит никаких значимых событий, рациональных действий оператора, выявления соответствующих изменения сигнала в электродермальной активности или нажатия водителем кнопки обратной связи (встроена в крышку блока СПРВ-С), контроллер начинает предпринимать попытки активизировать водителя, увеличивает мощность звукового сигнала и через определенные промежутки времени включает второе и третье реле блока СПРВ-Д. Их срабатывание фактически означает автоматический перевод системы на аварийный режим функционирования. Например, на железнодорожном транспорте конечный результат работы системы типа СПРВ — выдача команды на включение экстренного торможения состава вне зависимости от условий движения и его характеристик (скорости, характеристик перегона, времени года и суток, грузовой/пассажирский и т. п.); на автомобильном — это включение аварийной сигнализации, звукового сигнала фар и т. п.

Поскольку для съема и предварительной обработки электродермальных параметров оператора и передачи информации на контроллер системы, где автоматически интерпретируется функциональное состояние в реальном масштабе времени, использована ближняя телеметрия, СПРВ не вносит дискомфорт в деятельность водителя.

Во время натурных испытаний СПРВ с использованием разработанного макета экспериментальной системы для мониторинга динамики электродермальных параметров водителей проводилась запись ее показаний непосредственно во время выполнения водителем алгоритмов деятельности по управлению автобусом. Запись параметров осуществлялась в автоматизированном режиме (при включенной СПРВ и последовательно включенной экспериментальной системе). Динамика изменения ситуационной обстановки фиксировалась экспериментатором вручную с соблюдением временной синхронизации. Пример такой записи (рейс автобуса по маршруту "Минск—Свитязь—Минск") приведен на рис. 2. Здесь ординаты — интенсивность электродермальной активности водителя, абсциссы — время (интервал 78 с).

Из изображений хорошо видно, что эта интенсивность находится во взаимосвязи с характером выполняемых алгоритмов деятельности. Так, интенсивная (напряженная) деятельность, проезд через "сложный" мост (*1*), проезд по узким и загруженным улицам (*2*), выполнение "сложных" обгонов (*3*), движение в плотном потоке автотранспортных средств при въезде в город (*4*) сопровождаются интенсивной электродермальной активностью водителя. При монотонной деятельности в ней наблюдаются "провалы" (*5* и *6*).

Аналогичный характер имеют и записи, выполненные на других маршрутах.

Таким образом, экспериментальные исследования динамики изменения функционального состояния водителей междугородних автобусов во время их работы поездок по маршрутам различной протяженности доказали: даже при условии, что водитель имеет высокую квалификацию и соблюдает все режимы труда и отдыха, спрогнозировать динамику развития его функционального состояния во время выполнения алгоритмов деятельности с точностью, пригодной для практического применения в конкретном случае и для конкретного экипажа, невозможно. Поэтому для уменьшения числа ошибочных или несвоевременных его действий АТС необходимо оснащать бортовыми системами мониторинга функционального состояния, работающими в реальном масштабе времени. В том числе системой, рассмотренной выше: она позволяет не только упреждать развитие глубокой релаксации и/или "засыпание" водителя (например, обусловленной монотонией отдельных этапов алгоритмов деятельности, повышением комфортности и эргономичности рабочих мест), но и поддерживать его в состоянии готовности к экстренному действию (сокращает время реакции на складывающуюся дорожную обстановку). То есть уменьшает вероятность ошибочных действий, предупреждает развитие "сенсорного голода" водителя при возникновении монотонных фрагментов в алгоритмах деятельности.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.017

Оценка устойчивости и управляемости автомобилей: вклад России и перспективы реализации новых технологий

Кандидаты техн. наук Б.В. КИСУЛЕНКО и А.В. Бочаров

Всемирный форум для согласования правил в области транспортных средств (WP.29) КВТ ЕЭК ООН, НАМИ

На оценку устойчивости и управляемости АТС в дорожных условиях влияют действия водителя, что обусловливает определенный субъективный характер такой оценки. Это обстоятельство затрудняет выбор оценочных критериев и назначение соответствующих технических норм, о чем говорит отсутствие до недавнего времени в ведущих автомобилестроительных странах национальных (не говоря уже о международных) предписаний в отношении устойчивости и управляемости. Хотя методов их оценки разработано достаточно много, в том числе международные стандарты ISO. Однако на базе последних оценочные критерии нормируются в основном на корпоративном уровне. Почему — понятно: в корпоративных условиях сопоставление экспертных методов с результатами инструментальных измерений — дело повседневное, дающее возможность на приемлемом уровне оценивать устойчивость и управляемость выпускаемых корпорацией АТС.

Россия с этой точки зрения — исключение. У нас есть почти 40-летний опыт нормирования этих показателей на национальном уровне, а ныне действует ГОСТ Р 52302—2004 "Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний". В этом стандарте предусмотрены меры, направленные на повышение объективности результатов испытаний. В частности, ограничение управляющих воздействий водителя, их запись и сопоставление с положением автомобиля на испытательной траектории.

Тем не менее наш подход к оценке устойчивости и управляемости АТС не получил международного признания, потому что в испытаниях участвует водитель, т. е. в оценке неизбежен субъективный момент. Хотя некоторые из российских решений КВТ ЕЭК ООН, как говорится, взяла на вооружение. Например, в начале 1990-х годов Россия представила в ЕЭК ООН основанные на национальных предписаниях методы оценки этих показателей. Но предложения были приняты только в отношении оценки статической устойчивости транспортных средств против опрокидывания и на их основе разработаны Правила № 111 ЕЭК ООН "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения автоцистерн категорий N и O в отношении их устойчивости к опрокидыванию". Тогда как вторую часть предложений, касающуюся методов оценки устойчивости и управляемости в дорожных условиях, эксперты отклонили из-за высокого, по их мнению, субъективного влияния водителя на результаты испытаний. Никаких других, более объективных критериев оценки в то время никто из зарубежных коллег не предложил. И уже по результатам обсуждений на уровне ЕЭК ООН предприятия сделали выводы, повлекшие определенные конструктивные изменения АТС в плане повышения их устойчивости. В частности, такие, как увеличение колеи, внедрение контроля устойчивости при крене кузова и т. п.

В последние годы появилось более радикальное решение вопроса повышения управляемости и устойчивости современных автомобилей. Это компьютерные технологии, реализованные в электронных системах контроля устойчивости (ESC). Именно по результатам их исследований в США разработан имеющий статус закона национальный стандарт FMVSS 126 "Электронные системы контроля устойчивости" (см. "АП", 2007, № 12). При этом нельзя не отметить, что стандартизованное в FMVSS 126 управляющее воздействие на практике не что иное, как маневр "смена полосы движения" ("переставка"), который много лет применяется для оценки устойчивости и управляемости АТС в России и включен в ГОСТ Р 52302—2004. Кроме того, узаконенная в FMVSS 126 частота управляющего воздействия (0,7 Гц) соответствует критическим условиям движения при выполнении маневра "переставка" по методике ГОСТ Р 52302—2004: согласно ей, скорость автомобиля в данном случае возрастает от заезда к заезду до тех пор, пока автомобиль приблизится к границе потери устойчивости, что характеризуется его выездом за пределы размеченного испытательного участка вследствие заноса. Причем частота управляющего воздействия в условиях, близких к потере устойчивости, также ~0,7 Гц.

Из этого факта следуют два вывода. Первый: частота управляющего воздействия, принятая в стандарте FMVSS 126, действительно соответствует критическим условиям движения автомобиля. Второй: результаты проведенных в США исследований подтверждают, что разработанные и применяемые в России методы испытаний позволяют оценить устойчивость и управляемость в критических условиях движения, несмотря на определенную субъективность результатов вследствие влияния водителя-испытателя.

Отметим также, что в FMVSS 126, как и в ГОСТ Р 52302—2004, для оценки устойчивости введен показатель "время реакции по угловой скорости", разработанный у нас для метода испытаний при ступенчатом воздействии на рулевое колесо ("рывок руля"). И фиксируется он, как принято в обоих документах, на скорости 80 км/ч. Разница, по существу, состоит только в том, что в США маневр выполняет рулевая машина, а в России — водитель-испытатель. И сказать, какой из вариантов хуже, а какой лучше, довольно трудно. Дело в том, что улучшением курсовой устойчивости автомобиля, которое обеспечивает система ESC, как отмечают сами американцы, нельзя воспользоваться, если оно не сопровождается адекватной реакцией автомобиля на управляющее воздействие водителя. Пример: ESC тормозит оба передних колеса в момент, когда водитель начинает резкий маневр, чтобы объехать препятствие. Это удержит автомобиль от заноса или опрокидывания, но начнется его снос в направлении прямо вперед, и он может столкнуться с тем самым препятствием, которое водитель хотел объехать.

Российские исследователи также пришли к выводу, что действие ESC в некоторых случаях не способствует улучшению управляемости автомобиля в связи с недостаточной его реакцией на управляющее воздействие. Более того, установили, что корректная работа ESC зависит от многих факторов, в том числе от загрузки автомобиля. Значит, нужно искать пути и средства, позволяющие исключить условия, приводящие к негативному влиянию ESC. Но, прежде всего — решить проблему оценки эффективности этой системы. В том числе, найти способы подтверждения того, что она действительно улучшает устойчивость автомобиля, не ухудшая его управляемости.

И еще одно, в США озабоченность вызывают в первую очередь ДТП со спортивными многоцелевыми и легкими грузовыми автомобилями, в то время как в Европе более актуальны ДТП с коммерческими транспортными средствами — автобусами, грузовыми автомобилями и автопоездами. Такое различие обусловлено дорожной инфраструктурой и контингентом водителей.

Поэтому в Европе больший интерес проявляется именно к методам оценки ESC, устанавливаемых на коммерческих АТС. В частности, уже разработан проект поправок к Правилам № 13 ЕЭК ООН, содержащий требования к ESC таких транспортных средств, а также процедуры оценки эффективности этих систем. Правда, проект не содержит конкретных методов испытаний и критериев оценки. Поэтому до тех пор, пока они будут установлены, объем динамических испы-

таний репрезентативного образца АТС должен согласовываться между заявителем, представившим ESC на официальное утверждение, и технической службой, проводящей сертификационные испытания. В отношении остальных заявленных на сертификацию образцов допускается проведение математического моделирования динамических характеристик. А достоверность расчетов должна быть подтверждена натурными испытаниями репрезентативного образца.

К этому следует добавить, что проект поправок к Правилам № 13 содержит методы испытаний, традиционно использующиеся у нас для оценки устойчивости и управляемости автомобилей: движение по окружности постоянного радиуса и с уменьшающимся радиусом, "рывок руля", синусоидальное или импульсное воздействие на рулевое колесо, вход в поворот, смена полосы движения — одиночная при переменном коэффициенте сцепления или двойная. Добавлено лишь синусоидальное воздействие на рулевое колесо с задержкой по методике стандарта FMVSS 126.

Хотя в проекте поправок нет конкретных методов испытаний и критериев оценки и требуется индивидуальное согласование при выполнении процедур официального утверждения, что может привести к неравноправному положению заявителей и технических служб и открывает возможность для договоренностей между ними, он принят Рабочей группой по вопросам торможения и ходовой части Всемирного форума для согласования правил в области транспортных средств (WP.29) КВТ ЕЭК ООН. На решении сказался большой ожидаемый экономический эффект от внедрения ESC на коммерческих транспортных средствах.

Принятые предписания предполагается применять в первую очередь в отношении междугородних автобусов и транспортных средств, предназначенных для перевозки опасных грузов.

Таким образом, конкретизация методов испытаний и разработка оценочных критериев эффективности ESC на коммерческих транспортных средствах, становятся актуальными объектами исследований. Отсутствие же конкретных технических предписаний в тексте поправок создает определенные трудности для технических служб, проводящих сертификационные испытания. В этой связи Техническая служба РФ предполагает в сотрудничестве с европейским изготовителем систем ESC разработать приемлемые экспериментальные и расчетные методы их оценки — с тем, чтобы применять в практике официального утверждения. В том числе использовать наш опыт нормирования показателей устойчивости и управляемости. Итогом такого сотрудничества может стать внесение конкретных предложений в отношении методов оценки ESC на обсуждение Рабочей группы по вопросам торможения и ходовой части Всемирного форума (WP.29) КВТ ЕЭК ООН.

Что касается американского стандарта FMVSS 126, то в настоящее время его нормы позволяют оценить вмешательство системы ESC в управление в случае тенденции к избыточной поворачиваемости для воспрепятствования заносу автомобиля.

Но США пока не могут предложить метод испытаний для оценки вмешательства ESC при возникновении тенденции к недостаточной поворачиваемости для предотвращения сноса автомобиля. Хотя такой метод, безусловно, нужен — уже хотя бы потому, что ESC, установленные на автомобилях с высоким центром масс, приходится отключать в случае тенденции к недостаточной поворачиваемости на сухой поверхности, поскольку такое вмешательство повышает вероятность опрокидывания АТС; попытка удержания автомобиля на необходимом водителю курсе вызовет боковое ускорение и момент крена.

На "нормальных" же АТС система контроля устойчивости при крене работает, чтобы предотвратить опрокидывание, вызывая высокий уровень недостаточной поворачиваемости.

Выход из данной ситуации российские специалисты предлагают следующий: испытание по оценке вмешательства ESC при тенденции к недостаточной поворачиваемости проводить на дорогах с низким коэффициентом сцепления: это позволит, судя по опыту, избежать влияния системы контроля устойчивости при крене на результаты испытаний. Хотя понятно, что условия сцепления с мокрой, скользкой или обледенелой дорожной поверхностью нельзя сохранить в неизменном виде или точно воспроизвести при последующих испытаниях. Поэтому задача решается лишь частично — только для сравнительных испытаний АТС.

Но все-таки решается. И это лучше, чем ничего. Тем более что наши специалисты уже занялись разработкой метода испытаний для оценки вмешательства ESC в случае тенденции к недостаточной поворачиваемости.

Есть и еще одна актуальная, на наш взгляд, проблема — совместимость различных вспомогательных систем и штатного рулевого управления автомобиля, на которое воздействует водитель: изготовитель должен быть уверен, что он нашел ее решение для всех допустимых условий движения автомобиля, а техническая служба — что действие ESC не ухудшит поведение автомобиля на дороге.

Таким образом, результаты исследований, проведенных в США в целях подготовки стандарта FMVSS 126, подтвердили, что разработанные и применяемые в России методы испытаний, стандартизованные ГОСТ Р 52302—2004, с высокой степенью достоверности позволяют оценить устойчивость и управляемость автомобиля.

И европейское автомобилестроительное сообщество это признает. Вместе с тем налицо и обратная связь: опыт США весьма полезен в плане возможной доработки российского стандарта в целях повышения объективности описанных в нем методов оценки и последующего применения его для оценки ESC, включая устанавливаемые как на коммерческих, так и других транспортных средствах интеллектуальных систем, предназначенных для повышения их устойчивости и управляемости. Но если рассматривать проблему шире, то разнообразие применяемых на современных автомобилях систем повышения активной безопасности выдвигают совершенно новые требования к методам их оценки, разработка которых связана с резким повышением наукоемкости (следовательно, стоимости) исследований и испытаний. И здесь без международного сотрудничества не обойтись.

УДК 621.91

Технологические аспекты механической обработки автомобильных деталей

Канд. техн. наук Д.А. ЛОКТЕВ

ИТЦ "Технополис"

В настоящее время автомобильная промышленность, можно сказать, прошла стадию выживания: многие предприятия, особенно те, что выпускают пассажирские АТС, объявляют о постановке на производство новых моделей, о глобальной его перестройке (КамАЗ), а, скажем, ЯМЗ приступил к изготовлению принципиально нового семейства дизелей.

В реализации такого рода программ на первое место всегда выходят вопросы повышения производительности и качества. И, прежде всего, — в механической обработке. Здесь, думается, не будет лишней информация о современных технологических решениях, позволяющих повысить названные показатели и, одновременно, снизить себестоимость механической обработки в автомобилестроении.

Такие решения можно разделить на несколько групп. И первая из них, если исходить из ее роли и массовости использования, — инструменты (сверла, метчики и т. д.).

Начнем со сверл. Их нынешнее поколение — цельные твердосплавные сверла. Несмотря на практически полное отсутствие у нас в стране инфраструктуры восстановления таких сверл (имеется в виду не только переточка, но и восстановление оригинальных износостойких покрытий), во многих новых проектах, базирующихся в основном на зарубежном оборудовании, упор делается именно на них. Правда, зачастую на те варианты исполнения, которые за рубежом считаются вчерашним днем. Ведь технический прогресс, в том числе и в данной области, не стоит на месте. Между тем многие заводские технологи попросту не знают возможностей рассматриваемых сверл и удивляются, когда им сообщают, что скорости резания низколегированных сталей сверлами "SE-Дрилл" достигают 90 м/мин при подаче 0,2—0,3 мм/об. Еще более удивляет тот факт, что фирма "Кеннаметал", давно наладившая их выпуск, уже ушла далеко вперед. Сейчас она предлагает сверла геометрии " E-HP", которые обеспечивают вдвое большую, чем их предшественники, "SE-Дрилл", производительность (скорость резания низколегированных сталей — 180 м/мин) и при работе сверл на этих высоких режимах в 1,5 раза бóльшую стойкость. При обработке же чугунных деталей скорость резания возрастает до 200 м/мин.

Достигнуто все это за счет совершенствования инструментального материала (его структура — мелкозернистая), новой геометрии режущих элементов сверла (рис. 1) и нанесения на него специальных износостойких покрытий.

ИТЦ "Технополис" внедрил сверла "SE-HP" в основное производство ГАЗа и КамАЗа. Все заявленные фирмой-производителем их технологические показатели полностью подтвердились. Новые сверла, действительно, в 1,5 раза повышают производительность процесса сверления, если заменить ими обычные твердосплавные сверла, и в 10 раз и более, если использовать их вместо сверл из быстрорежущей стали.

Однако опыт свидетельствует: такая замена — лишь полумера. Эффект от применения новых высокопроизводительных сверл в значительной мере теряется, если резьбы в полученных отверстиях нарезать традиционными метчиками из быстрорежущей стали: они не способны работать при скоростях резания, превышающих 20—30 м/мин. Отсюда был сделан вывод: нужны твердосплавные метчики. Но практика не подтвердила его правильность: твердосплавные метчики эффективны только при нарезании резьб в деталях из алюминиевых сплавов и чугунов, а при обработке стальных изделий они непригодны из-за свойственной твердым сплавам склонности к выкрашиванию, и, кроме того, на режущие кромки метчика действуют весьма значительные изгибающие усилия, которые традиционные твердые сплавы не выдерживают.

Специалисты фирмы "Кеннаметал" проблему решили. Они разработали специальный мелкозернистый сплав, изготовили из него метчики не совсем обычной (рис. 2) конфигурации и нанесли на них износостойкое покрытие. Результат: такие твердосплавные метчики можно применять для нарезания резьб в стальных деталях на скоростях резания, соизмеримых со скоростями резания при сверлении отверстий с помощью цельных твердосплавных сверл, т. е. 100 м/мин и выше.

Рис. 1. Цельное твердосплавное сверло "SE-HP"

Рис. 2. Метчик фирмы "Кеннаметал"

Вот несколько примеров применения новых метчиков.

В автомобильной чугунной (ВЧ40) детали нарезали резьбы М14×2 глубиной 26 мм. Делалось это метчиками из порошковой быстрорежущей стали. Стойкость метчика составляла 10 тыс. отверстий, суммарные затраты на обработку одного отверстия — 0,16 амер. долл. При переходе на новый метчик стойкость инструмента возросла до 40 тыс. отверстий, т. е. в 4 раза, а время обработки и суммарные затраты на обработку одного отверстия, наоборот, снизились (соответственно на 65 и 66 %).

Второй пример. При обработке сквозного отверстия М10×1,5 в стали 35 быстрорежущий метчик, покрытый карбидом титана, при скорости резания 10 м/мин имел стойкость, равную 250 отверстий. Стойкость же нового твердосплавного метчика, работающего на скорости 100 м/мин, составляет 1600 отверстий. При этом суммарные затраты на обработку одного отверстия у него на 55 % ниже.

Пример третий. При обработке сквозного отверстия М12×1,75 в стали 40ХН2М твердостью 32HRC тем же типом метчика, что и во втором примере, со скоростью резания 15 м/мин получали стойкость инструмента, равную 1500 отверстий. У нового метчика она превысила 1700 отверстий, но — уже при скорости резания 100 м/мин. (Заметим, что обычный быстрорежущий метчик на данной скорости обработал лишь 158 отверстий.)

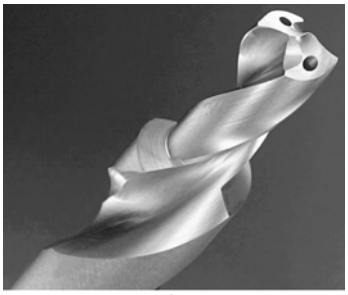
Приведенные примеры, думается, в комментариях не нуждаются.

Еще один класс операций, которые осуществляются с помощью режущих инструментов, — изготовление ступенчатых отверстий.

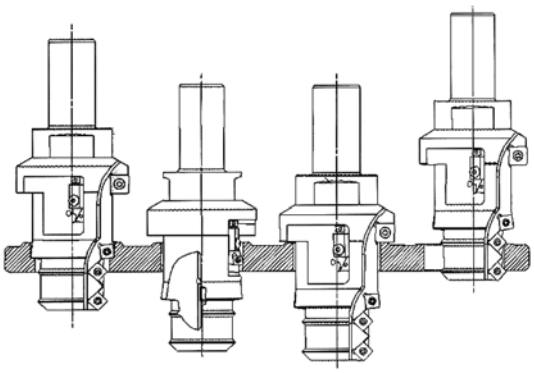
Наиболее эффективными способами их выполнения сейчас считаются те, что основаны на применении комбинированных (проще говоря, ступенчатых) инструментов. Потому что они, во-первых, сокращают основное (собственно обработка) и вспомогательное (смена инструмента и позицирование детали под новый инструмент) время; во-вторых, имеют более высокие скорости резания, подачи и стойкость; в-третьих, качество обработанной поверхности и геометрическая точность детали получаются очень высокими. Практика доказала, что время изготовления ступенчатого отверстия с помощью комбинированного инструмента может оказаться на 70 % меньше, чем в случае обработки того же отверстия набором инструментов.

Комбинированный инструмент для обработки ступенчатых отверстий может быть как цельным твердосплавным, так и сборным, с пластинами.

Последний (рис. 3, *а*), например, сначала выполняет (рис. 3, *б*) черновую об-



а)



б)

Рис. 3. Комбинированный инструмент с пластинами (а) и выполняемые им операции (б)

работку отверстия (т. е. работает как зенкер), затем регулируемая резцовая вставка окончательно растачивает отверстие, причем в конце прямого хода происходит цекование площадки. Наконец, инструмент отводится и методом кругового интерполяционного движения точно в размер снимает фаски с обоих торцов отверстия.

С помощью комбинированного инструмента можно обрабатывать, причем с очень высокой точностью, весьма сложные отверстия. Например, отверстия под форсунки дизеля (рис. 4, *а*). В таких случаях обработка ведется двумя комбинированными инструментами: сначала ступенчатым зенкером (рис. 4, *б*), а затем — ступенчатой разверткой (рис. 4, *в*).

Бытует мнение, будто комбинированные инструменты сложно и долго проектировать, изготавливать и что они дорогие. Однако практика ИТЦ "Технополис" опровергает это мнение: рабочий чертеж комбинированного инструмента для обработки ступенчатых отверстий здесь выдают заказчику через 30 мин после получения технического задания. Происходит это потому, что компьютеры ИТЦ напрямую связаны с системой проектирования фирмы "Кеннаметал".

Что касается сроков изготовления инструмента в металле, то он равен тремчетырем неделям. То есть сопоставим со сроками изготовления стандартных инструментов. Причем надо иметь в виду, что стоимость комбинированного инструмента всегда ниже стоимости набора стандартных инструментов, которые он заменяет. А экономическая его эффективность, безусловно, выше эффективности такого набора.

Вторая группа технических решений, способствующих повышению производительности механической обработки деталей, — альтернативные ее методы. Пример — фрезерование резьб вместо нарезания их метчиками.

Такая замена очень выгодна уже хотя бы потому, что позволяет одним инструментом получать резьбы одного шага, но различного диаметра (при условии, разумеется, что в случае резьбонарезания в отверстиях диаметр резьбы больше диаметра фрезы). Более того, при нарезании резьб в чугуне или алюминиевых сплавах фрезу можно дополнить цельным твердосплавным сверлом, т. е. получить комбинированный инструмент "сверло + фреза", который за один переход сверлит отверстие и снимает фаски, а затем, не выходя из отверстия, фрезерует в нем резьбу. Тем самым экономит время, которое при обычной обработке тратится на холостые перемещения и смену инструментов.

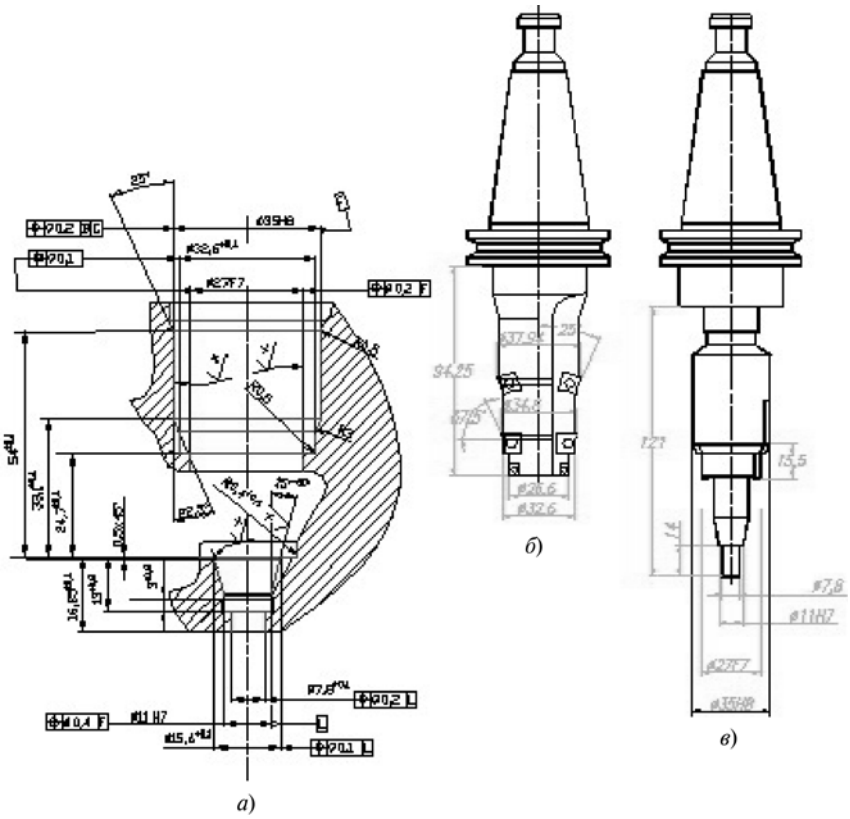
Еще пример — замена сверления отверстий большого диаметра круговым фрезерованием.

Третья группа технических решений — внедрение методов механообработки, сокращающих ее технологическую цепочку. Наиболее характерный пример таких решений — твердое точение, т. е. замена шлифования деталей после их термической обработки лезвийной обработкой.

Преимущества твердого точения перед шлифованием общеизвестны. Это более высокая его гибкость (возможность обрабатывать сложные поверхности без специальных кругов); сокращение времени обработки; выполнение этой операции на более дешевых токарных станках. Причем твердое точение (правда, с разной степенью эффективности) можно применять практически на любых деталях — небольших фланцах, зубчатых колесах, валах коробок передач, валках прокатных станов и т. д. (На рис. 5 показан результат внедрения ИТЦ "Технополис" на одном из автозаводов технологии твердого точения ведущего, или первичного, вала коробки передач, благодаря которой обеспечивается 70 % поля допуска, равного 0,02 мм на диаметры посадочных поверхностей вала, а их шероховатость — не хуже Ra 1, тогда как конструкторское требование — Ra 1,5.)

К сожалению, у твердого точения есть ограничения по шероховатости и точности обработанной поверхности. В частности, предел шероховатости, который оно может стабильно обеспечить, — Ra 0,3. Однако положение можно существенно улучшить, если твердое точение дополнить твердым накатным полированием; такое сочетание дает шероховатость на уровне Ra 0,15.

Четвертая группа технических решений связана с обработкой цилиндрических зубчатых венцов — еще одним традиционно "узким" местом с точки зрения производительности. Дело в том, что применяемые для этой цели инструменты, червячные фрезы и долбяки, работают на не по-современному низких скоростях резания, потому что выполняют их из обычной быстрорежущей стали и,



а) б) в)

Рис. 4. Отверстие под форсунку дизеля (а), выполняемое ступенчатым зенкером (б) и ступенчатой разверткой (в)

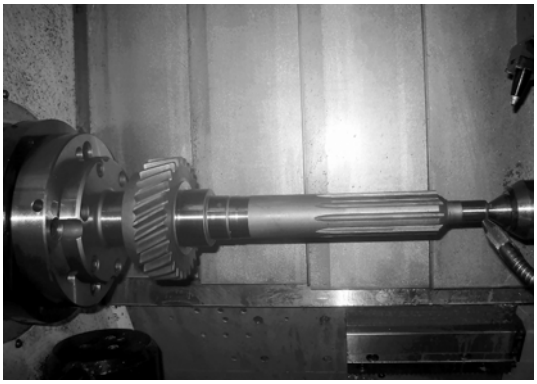


Рис. 5. Обработка ведущего вала коробки передач методом твердого резания

Материал червячной фрезы	Рост скорости резания, %	Сокращение времени обработки, %, при подаче:	
		неизменной	увеличенной
М35 (обычная быстрорежущая сталь)	—	—	—
Порошковые быстрорежущие стали:			
ASP30	11	18	18
S390	39	28	46
Rex76	44	31	48
ASP80	44	31	48
Rex121	50	33	50

как правило, не наносят на их рабочие элементы износостойкие покрытия. Между тем резервы для повышения производительности данного процесса есть. Их как минимум два. Во-первых, переход на червячные фрезы, изготовленные из порошковой быстрорежущей стали или из твердого сплава, что в обычных условиях позволяет увеличить скорость резания более чем 100 м/мин и до 200 м/мин при нарезании зубьев твердосплавными фрезами (см. таблицу) без применения СОЖ. Но следует помнить, что большинство зубофрезерных станков, имеющихся на автомобильных и моторных заводах, не дают возможности в полной мере воспользоваться преимуществами данных фрез: состояние станков препятствует существенному увеличению скоростей и подач, а на некоторых оно вообще невозможно без серьезной их доработки.

Во-вторых, значительное увеличение производительности за счет нанесения износостойких покрытий на червячные фрезы и долбяки. Например, опыт свидетельствует, что такая несложная операция, как нанесение покрытия нитридом титана по современной технологии на поверхность долбяка, повышает его период стойкости со 120 до 430 деталей, а период стойкости червячных фрез — с 1300 до 4000 деталей.

И вообще надо сказать, что износостойкие покрытия сегодня в значительной мере определяют прогресс в технологии механической обработки: они открывают новые области использования существующих инструментов и реализуют новые возможности. Более того, нанесение таких покрытий на традиционные инструменты (например, червячные фрезы собственного производства) всегда дает ощутимый экономический эффект. (В качестве примера можно привести опыт российской фирмы "Технологические покрытия". Она, имея в своем распоряжении оборудование, технологию и "ноу-хау" фирмы "Платит", одного из мировых лидеров в области нанесения износостойких покрытий на детали и инструменты, очень быстро завоевала безусловный авторитет среди отечественных машиностроителей. Достаточно сказать, что приведенные цифры, характеризующие рост стойкости долбяков и фрез, получены двумя нашими автозаводами при приемке этих инструментов после их обработки именно в фирме "Технологические покрытия".)

И в заключение есть все основания утверждать: резервы повышения производительности механообработки еще далеко не исчерпаны в области таких давно освоенных и даже "рутинных" операций, как сверление отверстий, нарезание резьб и зубьев. Но "узких" мест в ней становится все меньше.

УДК 629.113

РАБОТА ДВС ГОРОДСКОГО АВТОБУСА, ОСНАЩЕННОГО АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ КОРОБКОЙ ПЕРЕДАЧ

Д-р техн. наук С.П. БАЖЕНОВ, М.И. ДЕДЯЕВ

Липецкий ГТУ

Специалисты Липецкого ГТУ изучили эксплуатационные режимы работы двигателя КамАЗ-740.31-240 городского автобуса ЛиАЗ-5256 с автоматизированной коробкой передач фирмы "Фойт" ("Дива 851.3Е") при движении на типичном городском маршруте "спальные районы — промышленная зона", протяженность которого составляет 15,2 км, общее число остановочных пунктов в обе стороны — 48, среднее расстояние между остановками — 0,65 км, максимальное расстояние между ними — 2,1, минимальное — 0,25 км. И получили довольно интересные, в крайнем случае для городов-"полумиллионников", результаты.

Так, оказалось, что на средних значениях крутящего момента ($M_{дв}$) двигателя на отрезках между остановками автобус работает (рис. 1) 16—71 % времени, а максимальные значения момента составляют 17—94 % его номинальной величины. Большую часть (75 %) времени на маршруте двигатель имеет среднюю загрузку (21—34 % номинальной) при величине максимального момента в пределах 30—47 % номинального ее значения. Математические ожидания средней вели-

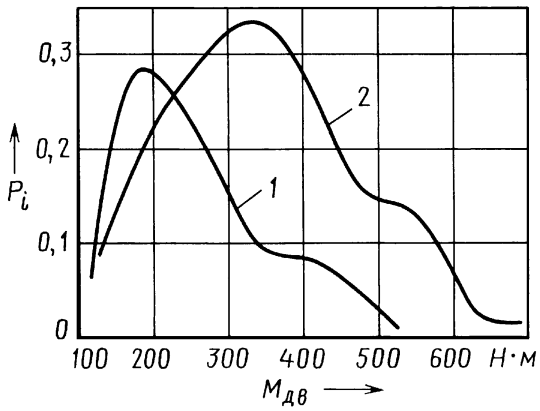


Рис. 1. Кривые распределения среднего (1) и максимального (2) крутящих моментов двигателя на маршруте движения автобуса

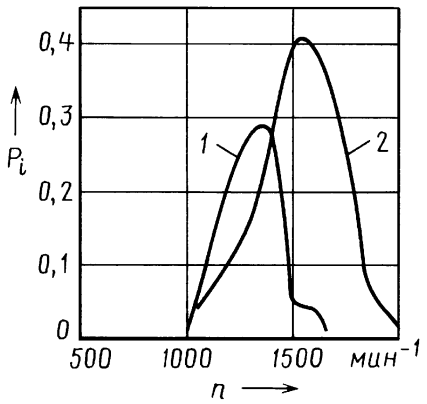


Рис. 2. Кривые распределения средней (1) и максимальной (2) частот вращения коленчатого вала двигателя на маршруте движения автобуса

чины данного момента двигателя при среднеквадратическом отклонении 100 Н · м, составило 278 Н · м (38 % номинального значения), а максимальной величины — 356 Н · м (49 % номинального значения) при среднеквадратическом отклонении, равном 141 Н · м.

Средняя за цикл частота вращения коленчатого вала находится (рис. 2) в пределах 45—75 % номинальной частоты, максимальные ее значения — в пределах 50—91 %. Большую часть (77 %) времени двигатель работает со средней частотой вращения от 59 до 80 % номинальной. Математическое ожидание среднего значения этой частоты составило 1300 мин$^{-1}$ (59 % номинальной) при среднеквадратическом отклонении 134 мин$^{-1}$ максимального значения — 1530 мин$^{-1}$ (70 % номинальной) при среднеквадратическом отклонении 220 мин$^{-1}$.

Средняя скорость движения автобуса в пределах каждого цикла составляла (рис. 3) 14—57 %, наибольшая — 16—72 % максимально возможной его скорости (70 км/ч). Математическое ожидание данной скорости составило 24 км/ч (34 % максимального значения) при среднеквадратическом отклонении, равном 8 км/ч, максимальной скорости — 29 км/ч (41 % максимального значения) при среднеквадратическом отклонении 12 км/ч.

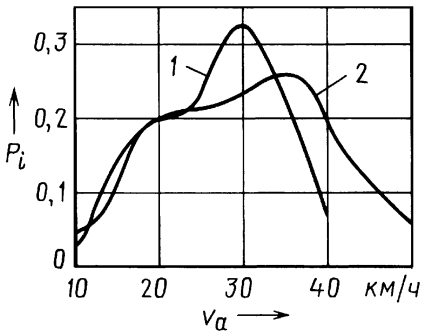


Рис. 3. Кривые распределения средней (1) и максимальной (2) скоростей движения автобуса на маршруте

Полученные результаты, на первый взгляд, могут заинтересовать лишь исследователей. Это не совсем так. Авторы надеются, что ими могут воспользоваться конструкторы механической бесступенчатой автоматической передачи городского автобуса при оптимизации параметров, расчетах на долговечность и доводочных работах.

Работа выполнена по плану Министерства образования и науки Российской Федерации.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Бочков Ю.В., Бочков В.Е., Щеголев Д.Л. — Инвестиционный лизинговый инструментарий в автомобилестроении и на рынке автомобилей 1
Шмелев А.П., Гусев М.Г. — Промышленный маркетинг и кластеризация дилеров предприятия автомобилестроения 3
АСМ-факты 7

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Тверсков Б.М. — Тяжелые автомобили-тягачи с двумя двигателями 7
Мальчук В.И., Ареф Абед Али — Система подачи топливных эмульсий в быстроходный дизель 10
Новоселов А.Л., Новоселова Н.Д., Горбачев А.В. — Твердые частицы в отработавших газах дизелей 13
Евсеев П.П. — Передаточное число коробки передач и расход топлива автомобилем 16
Николаев Ю.И., Макаркович В.П., Брижанев В.М., Поплавский Д.Э., Грачук С.В. — Трансформируемые мосты 19
Новиков В.В., Букаев С.О., Дьяков А.С. — Совместная работа воздушного демпфера и гидроамортизатора 20
Тимофеев И.А. — Порошковая магнитная система индукторного генератора . 22
Ходес И.В. — Формирование управляемости при проектировании колесной машины 24
Читатель предлагает
Егоров А.В. — Вода как средство повышения мощности турбокомпрессора на низких и средних частотах вращения коленчатого вала ДВС 27

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Прохоров В.Н. — Автоматизированная система оперативного управления производственными процессами автобусного парка 28
Жданович Ч.И., Геращенко В.В., Бурносенко А.А. — Стенд для диагностирования подвески АТС по ее статической характеристике 30
Савченко В.В., Свистун М.С., Сикорский В.В. — Система поддержания работоспособности водителя: результаты испытаний и экспериментальных исследований 32

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Кисуленко Б.В., Бочаров А.В. — Оценка устойчивости и управляемости автомобилей: вклад России и перспективы реализации новых технологий 34
Локтев Д.А. — Технологические аспекты механической обработки автомобильных деталей 37
Баженов С.П., Дедяев М.И. — Работа ДВС городского автобуса, оснащенного автоматизированной коробкой передач 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН
Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ
РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:
И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:
М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик, Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Е. В. Комиссарова
Сдано в набор 3.09.2007. Подписано в печать 17.12.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,0. Зак. 2.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.