ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 3 • март • 2010

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

Автомобильная промышленность и рынок автомобильной техники России: итоги 2009 и прогноз на 2010 г.

По итогам 2009 г. российскими предприятиями произведено 723,3 тыс. автомобилей всех типов, что составляет 60 % к показателю 2008 г. (тогда их было сделано 1792,6 тыс. шт.)

Падение **производства грузовых автомобилей** составило 64,5 %: их изготовлено 91,4 тыс. шт., против 257,14 в предшествующий период. В том числе отечественных моделей — 84,0 тыс. (−35,2 %), а собираемых внутри страны зарубежных — 7,41 тыс. шт. (−40,5 %).

В частности, сократилось производство: на ЗИЛе — на 50,9 %, ГАЗе — на 70,5, КамАЗе — на 54,8, на −58,5, АЗ «Урал» — на 53,8, «ИжАвто» — на 79,3, ВИСе — на 50,8 %, а также практически на всех остальных предприятиях, изготовляющих комплектные грузовые автомобили отечественных и зарубежных моделей, включая спецтехнику.

Выпуск легковых автомобилей снизился на 59,4 %: с 1 469,9 тыс. до 595,8 в 2008 г. В том числе отечественных моделей — на 63,9 % (произведено 316,9 тыс. шт.), а зарубежных моделей российской сборки — на 52,7 % (278,9 тыс. шт.).

Горьковский завод изготовил легковых автомобилей в 2009 г. на 90,2 % меньше, чем в 2008-м (здесь прекращено производство семейства «Волга» и приостановлена реализация проекта «Сайбер»); Волжский — на 62,2 % (полностью прекращена собственная сборка моделей классической компоновки), Ульяновский — на 52,2, ТагАЗ — на 75,7, «ИжАвто» — на 83,2 %. Существенно сократили производство на территории России и остальные автопроизводители, за исключением ПСА «Бронто», «Чеченавто» и завода фирмы «Тойота». Последний увеличил выпуск на 29,5 %, или на 1894 автомобиля.

Спад в **производстве автобусов**, следует отметить, начался еще годом ранее, а в 2009-м продолжился, составив 46,6 % (35,8 тыс. против 67,1 тыс. шт.). При этом выпуск отечественных констукций сократился более чем вдвое, а зарубежных — несколько возрос (+4,6 %).

Предприятия компании «Русские автобусы» изготовили в истекшем году на 50,7 % (ПАЗ — на 47,8, ЛиАЗ — на 51,6, ГолАЗ — на 64,3, КАвЗ — на 64,9) меньше, чем в предыдущем, ГАЗ — на 48,9, УАЗ — на 54,7, НефАЗ — на 36,3. Снизили выпуск и остальные изготовители, за исключением ВАП «Волжанин» и РГЗА, прибавивших соответственно 5,7 и 0,5 % (+16 и +2), а также недавно созданного завода «Солерс-Елабуга» (2045 против 536 ед.).

Падение российского **рынка автомобильной техники**, начавшееся в конце 2008 г., продолжалось на протяжении всего 2009 г. во всех его секторах: легковом, грузовом и автобусном.

Продажи грузовых автомобилей на российском рынке в январе—декабре 2009 г., вследствие неблагоприятной экономической ситуации, продолжали снижаться высоким темпом, однако его величина на протяжении последних трех месяцев показывает некоторое замедление (−72,1 % за 12 месяцев против −74,4 %, −76,7 % и −78,1 % по итогам 11, 10 и 9 месяцев соответственно). Объем оптовых продаж грузовых автомобилей в 2009 г. составил 119,8 тыс. автомобилей. Падение абсолютных объемов продаж по отношению к аналогичному периоду 2008 г. по-прежнему отмечалось во всех сегментах рынка по происхождению машин. В относительных величинах наибольшую потерю рынка понесли новые импортированные иномарки, объем продаж которых сократился в 7,4 раза (до 20,3 тыс.), а их рыночная доля сузилась на 17,9 процентного пункта — до 16,9 %. Импорт подержанных сократился почти в 3,9 раза (до 16,2 тыс. ед.), утратив один процентный пункт в своей доле, снизившейся до 13,5 %. В то же время доля отечественных грузовых автомобилей на рынке увеличилась с 47,4 % до 63,4 % (75,9 тыс. ед.), а доля зарубежных моделей российской сборки почти удвоилась — с 3,2 % до 6,2 % (7,4 тыс. ед.), что можно отнести на счет

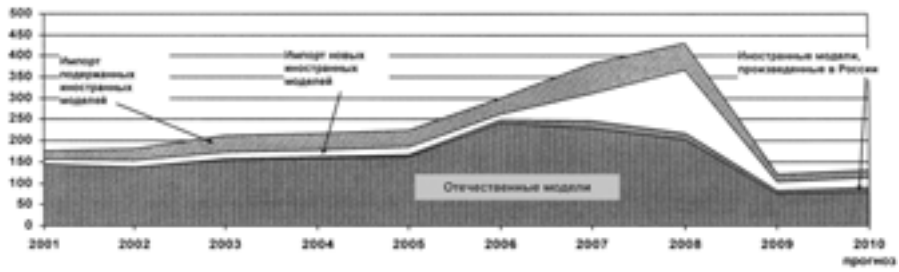


Рис. 1. Продажи грузовых автомобилей в России, тыс. ед.

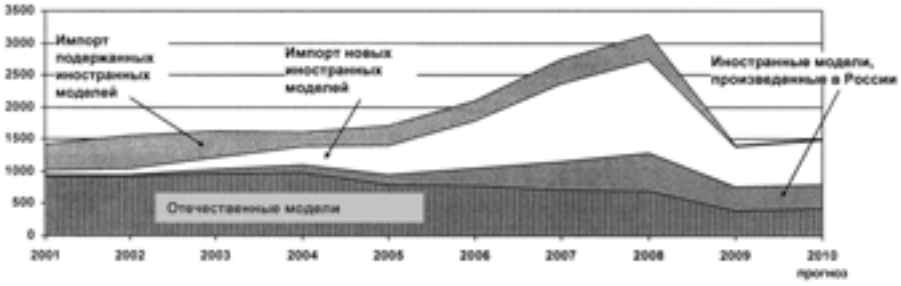


Рис. 2. Продажи легковых автомобилей в России, тыс. ед.

введения более жестких таможенных тарифов. Динамика продаж грузовых автомобилей на российском рынке в 2001—2010 г. — на рис. 1.

Объем продаж легковых автомобилей за период с января по декабрь 2009 г. составил 1404,8 тыс. ед., сократившись на 55,0 % к показателю 2008-го. При этом третий месяц кряду темп снижения продаж стабилизировался на уровне, зафиксированном за период январь—сентябрь, что свидетельствует о достижении рынком легковых автомобилей своего «дна».

Падение рынка в абсолютных величинах коснулось всех его сегментов: традиционных отечественных марок, зарубежных моделей российской сборки, импортированных новых и подержанных автомобилей. В процентном отношении консолидированные продажи всех новых легковых автомобилей упали на 49,3 %, до 1391,3 тыс. шт., а импорт подержанных в результате введения заградительных пошлин сократился на 96,4 % — до 13,5 тыс. автомобилей. Соответственно рыночная доля подержанных автомобилей зарубежного производства сузилась с 12,0 до 1,0 % при наиболее существенном увеличении долей отечественных с 22,2 до 27,9 % и зарубежных моделей российской сборки с 18,8 до 25,8 %. Доля импорта новых автомобилей изменилась менее существенно: сократилась на 1,7 процентного пункта и составила 45,3 %. Совершенно очевидно, что, несмотря на абсолютное сокращение объемов продаж, перераспределение рыночных долей в пользу отечественных автомобилей и иностранных моделей местной сборки явилось положительным эффектом повышения импортных пошлин. (Объем розничных продаж импортированных новых автомобилей — 636,4 тыс. ед. — включает реализацию складских запасов 2008 г., тогда как объем импорта новых легковых автомобилей в 2009 г. составил 505,7 тыс. ед.).

По физическому объему розничных продаж брэнд «Лада» оставался в 2009 г. безусловным лидером рынка (354,3 тыс. ед. с учетом автомобилей, собранных ОАО «ИжАвто»), более чем в три раза опережая ближайшего конкурента — брэнд «Шевроле». По размеру выручки от продажи автомобилей «Лада» также заняла в 2009 г. первое место (3,03 млрд руб.), опередив марку «Тойота», которой удалось вырваться вперед по этому показателю годом ранее.

Динамика продаж легковых автомобилей в России с учетом их происхождения за последнее десятилетие показана на рис. 2.

Автобусный сектор российского автомобильного рынка, первым испытавший падение, достиг своего «дна» еще в июле, когда темп сокращения продаж автобусов начал замедляться. Объем продаж автобусов за январь-декабрь 2009 г. составил 36,7 тыс. ед., показав снижение на 45,7 % по отношению к объему продаж за 12 месяцев 2008 г. (против −51,4 % за 11 месяцев, −55,4 % за 10 месяцев и −59,9 % за 9 месяцев). Наибольшее снижение продаж в процентном отношении отмечено в сегменте подержанных иномарок, рыночная доля которых сократилась с 5,0 до 2,0 %. Доля новых импортированных автобусов сократилась с 8,6 до 6,0 %. Доля отечественных автобусов составила 77,2 %, сохранившись практически на прошлогоднем уровне. С 9,2 до 14,8 % увеличилась доля зарубежных автобусов российской сборки, а совокупная доля отечественных автобусов и собираемых в России зарубежных моделей выросла с 86,3 до 92,0 %. Динамику продаж автобусов в России за последнее десятилетие можно проследить по рис. 3.

Прогноз производства и продаж на 2010 г., сделанный специалистами ОАО «АСМ-холдинг», выглядит следующим образом.

Грузовых автомобилей предположительно будет изготовлено около 100 тыс. шт. (+9,4 %), в числе которых 90 тыс. — отечественные модели (+7,2 %) и 10 тыс. — зарубежные российской сборки (+35,1 %). Продажи составят около 130 тыс. (+8,7 %), в том числе 80 тыс. шт. — отечественных моделей (+5,6 %), 10 тыс. (+36 %) − зарубежных российской сборки, 24 тыс. шт. — импортированных новых (+18,5 %) и 16 тыс. шт. — импортных подержанных (на уровне 2009 г.).

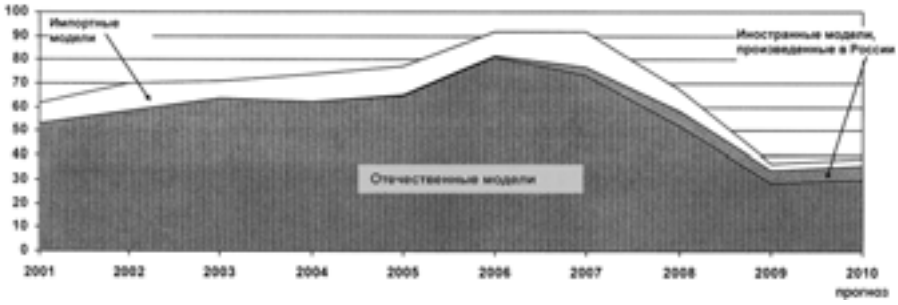


Рис. 3. Продажи автобусов в России, тыс. ед.

При условии успешной реструктуризации ОАО «АвтоВАЗ», проводимой в настоящее время, и последовательном принятии намеченных мер по стимулированию спроса выпуск легковых автомобилей в 2010 г. ожидается на уровне 800 тыс. шт. (+34 %), в том числе отечественных моделей — 450 тыс. (+42 %) и собираемых зарубежных — 250 тыс. (+25 %). Продано на внутреннем рынке России легковых автомобилей будет около 1500 тыс. (+6,8 %): 430 тыс. — отечественных моделей (+9,6 %), зарубежных российской сборки — 365 тыс. шт., (+0,6 %), импортированных новых — 690 тыс. (+8,8 %), импортированных подержанных — 15 тыс. шт. (+12,8 %).

Производство автобусов вырастет на 10,5 % (до 39 тыс. шт.): новых отечественных — на 10,5 %, а собираемых зарубежных — на 10,2. Их продажи ожидаются на уровне 38,8, 8,0 и 4,8 тыс. ед. соответственно.

Воздействие глобального кризиса наиболее существенно сказалось на российском автомобильном рынке, который в предшествующие годы характеризовался быстрым ростом. Однако, несмотря на значительное сокращение рынка по итогам 2009 г., объемы месячных продаж автомобилей к концу года относительно стабилизировались. Тем не менее интенсивного восстановления рынка в ближайшем будущем ожидать не приходится. Нереализованные складские запасы автомобилей, которые продавались с большими скидками, сокращаются; процентные ставки по кредитам остаются высокими; потребительский спрос сдерживается массовой безработицей. Вместе с тем государственная поддержка покупателей и производителей, а также запускаемая программа утилизации старых автомобилей позволяют надеяться на умеренный рост рынка в 2010 г. Среднесрочная перспектива российского автомобильного рынка будет напрямую зависеть от общего экономического роста страны и соответствующего подъема в автомобильном секторе.

УДК 958.783

Особенности оценки системы процессов управления материальными запасами на предприятии

А.П. ШМЕЛЕВ, В.А. ШПЕТ, В.Х. ЗИННУРОВ

УМЗ (8.8422. 79-64-91)

В статье рассматриваются механизмы управления производственными запасами на ОАО «АвтоВАЗ». Анализируются недостатки политики учета товарно-материальных ценностей на предприятии. Даются рекомендации по ее совершенствованию.

Ключевые слова: *промышленное предприятие, сбытовая сеть, посредническое звено, дилерские функции, методика продаж, финансирование проекта, конкурентные преимущества.*

Shmelev A.P., Shpet V.A., Zinnurov V.X.

FEATURES ESTIMATE OF SYSTEM PROCESSES OF AL STOCKS OF MANAGEMENT BY INDUSTRIAL STOCKS ON ENTERPRISE

In clause mechanisms of management by industrial stocks on Open Society «AUTOVAZ» are considered. Lacks of registration policy TMC at the enterprise are analyzed. Recommendations on its perfection are given.

Keywords: *industrial enterprise; marketing network; Intermediary link; dealer functions; metodic of sales; project financing; competitive advantages.*

Эффективность системы управления производственными запасами на промышленном предприятии во многом зависит от состояния его закупочной деятельности, а также взаимоотношений с поставщиками. Это хорошо видно на примере ВАЗа.

Так, абсолютное большинство (95 %) товарно-материальных ценностей (ТМЦ), необходимых для его нужд, ВАЗ закупает на территории России. Причем его отношения с поставщиками носят традиционный характер, т. е. сводятся к поиску предложений, которые обеспечат ему минимальные финансовые затраты. Отсюда и политика в работе с поставщиками: по каждой закупаемой позиции должно быть несколько поставщиков, а если по той или иной номенклатуре есть поставщик-монополист, то принимаются меры по ликвидации зависимости от него, т. е. по поиску альтернативных поставщиков. В результате на ОАО за период 2003—2008 гг. число поставщиков увеличилось с 630 до 750.

Второе направление работы ВАЗа в области закупок ТМЦ — увеличение числа поставщиков, территориально близких, т. е. находящихся либо в г. Тольятти, либо в Самарской области. В результате за период 2004—2009 гг. число поставщиков из Самарской области возросло с 200 до 300. Это позволяет обеспечить более гибкий график поставок, снизить нормы запасов, а впоследствии организовать поставки на принципах «точно в срок».

Качество управления закупками ТМЦ и их производственными запасами во многом зависит от того, насколько эффективно построены планы закупок.

И в данном случае, как нам представляется, на ВАЗе эти планы формируются не наилучшим образом: есть неточности в планировании, которые ведут к необходимости корректирования размеров заказа. Например, его закупающие подразделения изначально подстраховываются, формируя первоначальный запас на более низком, чем нужно, уровне. В результате некоторые поставщики отказываются корректировать заказ, зная, что он практически всегда превысит первоначальный (табл. 1).

На первый взгляд, отклонения от плана закупок не столь уж и существенны. Однако если учесть объемы этих закупок, потери получаются весьма значительными. Причем, что самое обидное, они во многих случаях связаны с неналаженным в должной мере информационным обменом между закупающими подразделениями, а также с отсутствием точных данных по остаткам материальных ресурсов в производствах.

Названные выше причины бьют не только по ВАЗу, но и по поставщикам: нарушается стабильность их работы, ведет к росту цен в цепи поставщиков, снижает конкурентоспособность продукции.

Таблица 1

Закупающее подразделение	Увеличение заказа			Уменьшение заказа			Общее изменение		
	физический объем	млн руб.	%	физический объем	млн руб.	%	физический объем	млн руб.	%
Управление закупок резины и пластмассы (УЗРПи)	38	70,9	3,6	18	68,9	3,5	56	2	0,1
Управление внешней комплектации (УВК)	31	95,1	2,4	21	34,7	0,9	520	60,4	1,5
Управление снабжения металлами (УСМм)	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Управление снабжения материалами (УСМт)	71	43,7	53	8,2	23,9	4,5	124	19 янв.	3,7

Если говорить более конкретно, в цифрах, то вырисовывается следующая картина.

На ВАЗе общий план закупок, к примеру, ежемесячно не выполняется на ~20 млн руб. То есть налицо недопоставка. Но, как ни странно, сборочный конвейеер ВАЗа из-за этого не простаивает. Значит, в целом его подразделение заказывает больше изделий, чем сборочное производство может «переварить».

Беда ВАЗа — неравномерность поставок (табл. 2). Причем она по подразделениям тоже крайне неравномерна (только одно из них, УВК, обеспечивает точное выполнение плана). И дело здесь не столько в поставщиках, сколько в деятельности самих подразделений. Хотя работа поставщиков, конечно, основное. К примеру, по поставкам металла, несмотря на общую относительную равномерность поставок, лишь 35 % поставщиков работают ритмично. Тем не менее поставки в периоды, приведенные в табл. 2, получаются, в целом, некритическими. Достигается это за счет осуществления поставок в различные периоды времени различными поставщиками.

По другим закупающим подразделениям дела идут хуже. Несвоевременности поставок, их срывы в анализируемые периоды времени наблюдаются в среднем раз в 5—6 месяцев. Отсюда и некомплектность сборки автомобилей, что ведет к фактическим потерям в среднем 400 тыс. руб. и более.

Чувствительная точка ВАЗа — транспортирование ТМЦ.

Годовые затраты на поставку материальных ресурсов от внешних поставщиков у него в целом превышают 1 млрд руб. При этом по объему перевозимых материальных ресурсов в стоимостном выражении на долю автомобильного транспорта в среднем приходится 60 % перевозок, на долю железнодорожного транспорта — 40 %. Но эти показатели меняются, причем существенно, в зависимости от типа перевозимых ТМЦ.

Так, анализ показывает, что наиболее часто железнодорожный транспорт используется для перевозки материальных ресурсов, имеющих большие нормы запасов (например, соотношение по поставкам металла в пользу железнодорожного транспорта: на него приходится 65 %). Кроме того, с точки зрения экономики ВАЗа здесь есть ряд особенностей. В частности, часть закупок транспортируют за свой счет поставщики, которые, естественно, закладывают эти затраты в цену своей продукции. И доля таких перевозок составляет ~15 % общего объема перевозок ВАЗа.

Но ВАЗ предусмотрел и «форсмажорные» обстоятельства. При отсутствии необходимого транспорта у поставщика транспортным обслуживанием занимается генеральный перевозчик — «АВТОВАЗТРАНС», дочернее предприятие ВАЗа, осуществляющее перевозки как железнодорожным, так и автомобильным транспортом.

Однако здесь есть и обратная сторона медали: наличие «АВТОВАЗТРАНСа» не позволяет ВАЗу использовать услуги перевозочных фирм, которые в ряде случаев предлагают цены до 15 % ниже. А в результате — рост затрат на перевозки.

Еще один недостаток, существующий на ВАЗе, — несовершенство контроля за движением транспорта, особенно железнодорожного. И это дополнительная статья неоправданных затрат. Достаточно сказать, что ежемесячные затраты на получение информации о движении «потерянных» вагонов от консультационных фирм составляют ~200—300 тыс. руб.

Перечисленные выше факты говорят о том, что механизм вазовской системы управления закупками ТМЦ, в том числе процесс закупочной деятельности, и такой важной его компоненты, как логистика поставок, нуждается в доработке. То есть в нем есть определенные финансовые ресурсы, которые позволяют уповать не только на бюджетные вливания.

Сомнение вызывает и оптимальность решений в области политики формирования складских запасов. Нам, в частности, представляется, что здесь явно отсутствует единая методика расчета норм производственных запасов: они у всех закупающих подразделений (дирекции по закупкам и складской службы; дирекции по производству и т. д.) совершенно разные. И это, в общем-то, тоже финансовые потери.

Таблица 2

Период	Поставки, %				
	равномерные	реальные по подразделениям			
		УСМм	УСМт	УВК	УЗРПи
15 дней	50	55	63	50	39
25 дней	83	80	83	74	70
Поставщики, обеспечивающие равномерность поставок в полном объеме, %		35	10—15	80	15—25

Причины всего перечисленного, на наш взгляд, — «менталитет», который, несмотря на многократную смену руководства, в общем-то, сохранился: «мы — особые». Но время перевело ВАЗ в положение, так сказать, рядового. Поэтому, как отмечают специалисты-эксперты по закупкам, работающие на других предприятиях автомобилестроения, ВАЗу следует использовать новые системы планирования и реализации планов закупок ТМЦ. Например, системой, основанной на карточках повторного заказа, которые вот уже несколько лет успешно работают на УАЗе и УМЗ, а также в «Группе ГАЗ».

Суть этой системы рассмотрим на примере методики заключения договоров на поставку, закупку МТЦ, в том числе комплектующих изделий, которые потребляет УМЗ.

Изначальным звеном здесь считается контрольный просмотр карточек складского учета на компьютерах склада. На основании полученных данных определяется «точка заказа» для каждой номенклатурной единицы комплектующих, зависящая от суточного выпуска готовых изделий. Затем по каждой номенклатурной единице рассчитываются складские остатки и сравниваются с «точкой заказа», при достижении которой компьютер печатает заявку, если уровень запаса опускается до этой точки.

Но на практике возможны ошибки. Чтобы их исключить, предусмотрен контроль, который реализуется двухуровневым ведением картотек. Кладовщик ведет основную картотеку по основному запасу ($З_0$) комплектующих изделий, где каждое наименование представлено двумя основными карточками — K_1 и K_2. Кроме этого, системой предусмотрена карточка повторного заказа $K_{зп}$, вложенная в пакет резервного запаса $З_р$. (В последнем находится надежно упакованная или изолированная партия материалов, соответствующая точке повторного заказа изделия определенного наименования; этот пакет можно распечатать только тогда, когда $З_р = 0$, и расходовать запас на удовлетворение потребностей до тех пор, пока не будет заказана или изготовлена новая партия; маркировщик открывая этот пакет, переносит вложенную в него карточку в отдельный ящик для повторных заказов.)

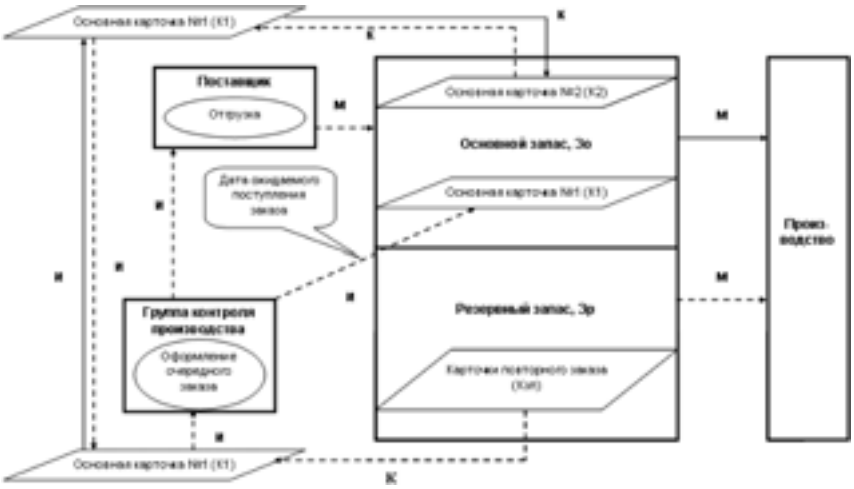


Схема взаимодействия, объединяющая функции контроля запасов и контроля производства, приведена на рисунке. (На нем: «И» — движение информации, «К» — карточки, «М» — ТМЦ.)

В данной системе схема оформления нового заказа состоит в следующем: из основной картотеки изымается одна из двух основных карточек, например (K_2), связанных с данным наименованием, а на второй (K_1), постоянно находящейся в основной картотеке, отмечается ожидаемая дата прибытия новой партии заказанных ТМЦ, изъятая из основной картотеки, карточка K_2 ставится в еженедельную картотеку «проблем» в соответствии с ожидаемой датой прибытия заказа. Карточка же $K_{зп}$ повторного заказа, изъятая из упаковки неприкосновенного запаса, передается группе контроля производства, которая завершает процесс оформления нового заказа, подготовив все необходимые заказы цехам и на сторону.

После прибытия заказа от поставщика на склад в пакет вкладывается новая карточка $K_{зп}$, изготовленная группой контроля производства в соответствии с предыдущей аналогичной карточкой. Затем комплектуется новый пакет неприкосновенного запаса, и заказ поступает на хранение.

Одновременно склады передают копию отчета об исполнении заказа, которая посылается вместе с заказом кладовой группе учета запасов, чтобы она изъяла основную карточку и отметила дату получения заказа на карточке, оставшейся в главной картотеке.

Картотека «проблем» в основном служит средством двойного контроля — чтобы избежать запоздалого прибытия деталей. Для дефицитных деталей можно определять наиболее ранние сроки прибытия. Картотека напоминает также, что необходимо принять меры для ускорения доставки, если ТМЦ не прибыли вовремя.

При введении рассмотренной выше системы сокращается число заявок на срочное приобретение ТМЦ, складские запасы и расходы, связанные с хранением непланируемого ТМЦ. И это подтверждено опытом УМЗ: до внедрения мероприятия по контролю запасов на складах всегда имело место увеличение числа заявок на срочное приобретение материалов и рост (на 5—10 %) расходов на их выполнение и хранение неожиданного (непланируемого) увеличения складских запасов, теперь это исключено.

Рассмотренная система в условиях УМЗ снизила дефицит ТМЦ до 0,5—0,75 % в месяц. То есть такое простейшее средство, как картотека, способствует заметному повышению эффективности работы всей сбытовой сети предприятия и, что крайне важно, персонала, использующего ее в процессе работы, — менеджеров по продажам и закупкам, специалистов по составлению компьютерных программ в области снабжения, руководителей, включая начальников управлений (отделов) и дирекций по снабжению и сбыту.

АСМ-факты

Производство автомобильной техники предприятиями России, Белоруссии, Украины, Узбекистана и Азербайджана

(По данным
ОАО «Автосельхозмаш-холдинг»)

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2009 г.	Декабрь 2008 г.	При-рост, %	Январь—декабрь 2009 г.	Январь—декабрь 2009 г.	При-рост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
ЗИЛ	436	442	−1,4	2239	4563	−50,9
ГАЗ	4736	2348	+101,7	39 185	132 799	−70,5
КамАЗ	1803	1117	+61,4	23 062	51 006	−54,8
АЗ «Урал»	540	148	+264,9	6553	14 176	−53,8
УАЗ	1736	2132	−18,6	10 140	24 411	−58,5
«Северстальавто-Исудзу»	—	12	—	780	5400	−85,6
«Соллерс-Елабуга»	991	1644	−39,7	4027	5569	−27,7
«Амур» («Автомобили и моторы Урала»)	54	119	−54,6	292	1300	−77,5
«ИжАвто»	—	210	−	1008	4873	−79,3
БАЗ	6	30	−80,0	88	569	−84,5
КЗКТ	—	3	—	4	14	−71,4
* НефАЗ *(самосвальные установки)*	543	192	+182,8	6030	17 412	−65,4
* САЗ	81	7	+1057,1	717	2585	−72,3
«Автотор Тракс»	—	—	—	—	87	—
* «Бецема»	37	30	+23,3	53	764	−93,1
«ВТС Зеленоград», «Вольво Восток»	22	—	—	223	379	−41,2
«ИВЕКО-АМТ» («ИВЕКО-УралАЗ»)	93	42	+121,4	297	372	−20,2
«ПСА ВИС-Авто» («ВАЗинтерсервис»)	105	143	−26,6	1136	2307	−50,8
ТагАЗ	17	454	−96,3	1675	5805	−71,1
«Скания-Питер»	1	—	—	1	—	—
«Яровит Моторс»	—	4	—	4	17	−76,5
* Спектр Авто»	16	146	−89,0	543	1 752	−69,0
«Чайка НН»						
собственные модели	22	35	−37,1	246	2188	−88,8
*переоборудование	19	16	+18,8	207	1917	−89,2
* «Филиал машзавод»	—	10	—	74	525	−85,9
«Транспорт» (Нижегородская обл.)	8	3	+166,7	77	70	+10,0
«Савеко» (Нижегородская обл.)	—	—	—	—	40	—
* Смоленский ААЗ	17	16	+6,3	113	372	+69,6
* «Метровагонмаш»	3	32	−90,6	68	458	−85,2
МАЗ	527	1259	−58,1	9964	23 359	−57,3
МЗКТ	22	24	−8,3	351	598	−41,3
БелАЗ	61	79	−22,8	713	1881	−62,1
МоАЗ	4	8	−50,0	84	123	−31,7
СП «МАЗ-МАН»	**	**	**	**	**	**
СП «Юнисон» (пос. Обчак, Минская обл.)	**	**	**	**	**	**
«Техноцентр» (Слуцк)	**	**	**	**	**	**
КрАЗ	62	60	+3,3	280	3396	−91,8
КрАСЗ	—	158	—	10	2511	−99,6
ЗАЗ	—	25	—	2031	4475	−54,6
АК «Богдан моторс»	6	15	−60,0	7	2000	−99,6
Бориспольский АЗ	—	—	—	—	120	—
Гянджинский АЗ	—	—	—	1	85	−98,8
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
ГАЗ	200	311	−35,7	2159	21 937	−90,2
«Соллерс-Набережные Челны» (ЗМА)	218	1612	−86,5	4770	35 705	−86,6
«Соллерс-Елабуга»	31	237	−96,9	589	301	+95,7
ВАЗ	28 049	58 729	−52,2	294 737	801 563	−63,2
ПСА «Бронто»	29	6	+383,3	197	99	+99,0
УАЗ	1841	2098	−12,2	14 811	30 953	−52,2
«Амур» («Автомобили и моторы Урала»)	—	—	—	143	698	−79,5
СеАЗ	—	—	—	—	1291	—
«ИжАвто»	—	3336	—	9958	59 317	−83,2
«Автотор»	4011	7340	−45,4	60 338	108 458	−44,4
«ДжиЭм-АвтоВАЗ»	3008	2021	+48,8	23 102	54 655	−57,7
ТагАЗ	1064	4721	−77,5	24 336	100 130	−75,7
АК «ДерВейс»	122	543	−77,5	865	7122	−87,9
«Чеченавто» (Аргунский завод «Пищемаш»)	—	50	−	706	80	+782,5
«Автофрамос»	2782	820	+239,3	49 650	72 718	−31,7
«Форд»	3889	5852	−33,5	41 367	64 967	−36,3
«Дженерал Моторз»	944	2394	−60,6	7967	41 157	−80,6
«Тойота»	1219	576	+111,6	8310	6416	+29,5
«Фольксваген»	3260	5341	−39,0	48 012	62 331	−23,0
«Нисан»	1358	—	—	3790	—	—
СП «Юнисон» (пос. Обчак, Минская обл.)	23	68	−66,2	161	240	−32,9
«ДжиЭм Узбекистан» («УзДэу-авто»)	20 439	17 940	+13,9	205 011	195 038	+5,1
ЗАЗ	303	5129	−94,1	42 623	258 145	−83,5
АК «Богдан моторс»	795	4440	−82,1	14 386	87 328	−83,6
КрАСЗ	253	1492	−83,0	3738	25 036	−85,1
«Еврокар» (пос. Соломоново)	411	389	+5,7	3564	35 892	−90,1
АЗ «Випос»	—	—	—	—	67	—
АВТОБУСЫ						
ЗИЛ	—	—	—	—	—	—
ГАЗ	1481	1303	+13,7	12057	23 585	−48,9
АЗ «Урал»	35	12	+191,7	276	982	−71,9
УАЗ	1220	1447	−15,7	7685	16 817	−54,3
«Соллерс-Елабуга»	547	379	+44,3	2045	536	+281,5
ПАЗ	1024	683	+49,9	7259	13 912	−47,8
ЛиАЗ	226	108	+109,3	1074	2221	−51,6
ГолАЗ	32	30	+6,7	127	356	−64,3
КАвЗ	110	32	+243,8	526	1499	−64,9
«Русские автобусы Марко»	—	3	—	53	331	−84
ВАП «Волжанин»	136	27	+403,7	297	281	+5,7
НефАЗ, в том числе:	109	84	+29,8	706	1108	−36,3
**вахтовые автобусы*	**	**	**	**	**	**
ВЗТМ	—	—	—	—	—	—
«Тушино-Авто»	91	106	−14,2	268	642	−58,3
«Мичуринский автобус»	8	3	+166,7	19	71	−73,2

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2009 г.	Декабрь 2008 г.	Прирост, %	Январь—декабрь 2009 г.	Январь—декабрь 2009 г.	Прирост, %
АВТОБУСЫ						
«Скания-Питер»	—	4	—	36	67	53,7
СТ «Нижегородец»	410	98	+318,4	2015	2186	−7,8
«Самотлор-НН»	—	143	—	541	1940	−7 2,1
НПП «Семар»	—	7	—	—	15	—
«ЕвоБус Русслэнд»	—	—	—	—	40	—
РЗГА (Ростовский завод грузовых автомобилей)	17	95	−82,1	400	398	+0,5
Ростовский автобусный завод	24	13	+84,6	83	18	+361,1
«Транс Альфа Электро» (ВМЗ)	10	—	—	20	—	—
«ТролЗА»	4	—	—	4	—	—
МАЗ	68	120	−43,3	1176	1813	−35,1
«ОЗ «Неман» (Лида)	**	15	—	**	129	—
Гомельский АРЗ	**	**	**	**	**	**
«Белкоммунмаш»	**	**	**	**	**	**
Завод коммунальной техники (ЛАЗ)	—	3	—	—	107	—
«Анто-Рус» (Херсон)	11	1	+1000,0	15	56	−73,2
Черниговский АЗ	42	13	+223,1	82	1302	−63,7
«Часовоярский ремзавод»	39	40	−2,5	432	1623	−73,4
Бориспольский АЗ	—	—	—	—	2380	—
АК «Богдан моторс»	89	149	−40,3	605	3744	−83,8
ЗАЗ	54	5	+980,0	172	593	−71,0
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
ЛиАЗ	16	—	—	58	52	+11,5
«ТролЗА»	106	81	+30,9	421	344	+22,4
«Транс Альфа Электро» (ВМЗ)	48	23	+108,7	141	162	−13,0
ВЗТМ	—	—	—	—	7	—
«Тушино-Авто»	—	8	—	57	155	36,8
Башкирский ТЗ	12	7	+71,4	93	58	+60,3
МАЗ	—	—	—	—	—	—
«Белкоммунмаш»	**	**	**	**	**	**
«Этон» (Смолевичи)	**	**	**	**	**	**
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ГАЗ	2	—	—	80	908	−91,2
ЛиАЗ	13	2	+550,0	110	61	+80,3
КрАЗ	—	—	—	—	4	—

Примечания: * — на шасси автомобилей других отечественных изготовителей;
** — нет данных.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 621.43.039

Аккумуляторная топливная система ЯЗДА

В.В. КУРМАНОВ, А.В. ЖАРОВ, П.В. КУРМАНОВ

ЯЗДА, Ярославский ГТУ (8. 4852. 44-15-30)

Представлена конструкция аккумуляторной топливной системы ОАО «ЯЗДА». Дано описание принципа ее работы и конструктивных особенностей компонентов. Экспериментально исследованы и представлены гидродинамические характеристики компонентов аккумуляторной топливной системы.

Ключевые слова: *дизель, топливоподающая система, форсунка, топливный насос высокого давления, аккумуляторная топливная система, давление, впрыск, цикловая подача.*

Kurmanov V.V., Zharov A.V., Kurmanov P.V.

YZDA'S ACCUMULATIVE FUEL SYSTEM

The construction of an YZDA's accumulative fuel system is introduced. The specification statement of a principle of its operation and design features of reductants is given. Experimentally investigated and introduced hydrodynamics characteristic of considered accumulative fuel system.

Keywords: *diesel engine, fuel injection system, injector, fuel pump high-pressure, accumulative fuel system, pressure, injection, frame feeding*

В топливной аппаратуре традиционного типа при увеличении давления впрыскивания резко возрастает пиковый крутящий момент на привод ТНВД, поэтому возникают проблемы с надежностью этого агрегата. В аккумуляторных же системах, где создание давления топлива и его распределение по форсункам разделено во времени, таких проблем нет — они решены за счет уменьшения размерности плунжерной пары. В связи с чем такие системы («коммон рейл», например) получили большое распространение в последнее время, а, по оценке фирмы «Делфи», с 2010 г. доля оснащенных ими дизелей для средних и тяжелых грузовых АТС превысит 70 %. И это понятно: аккумуляторные системы позволяют более точно регулировать цикловую подачу топлива, скорость нарастания и величину давления его впрыскивания в соответствии с рабочим процессом дизеля на всех режимах его эксплуатации.

Учитывая все это, в ОАО «ЯЗДА» тоже разработана такая система (рис. 1), и принцип ее работы сводится к следующему.

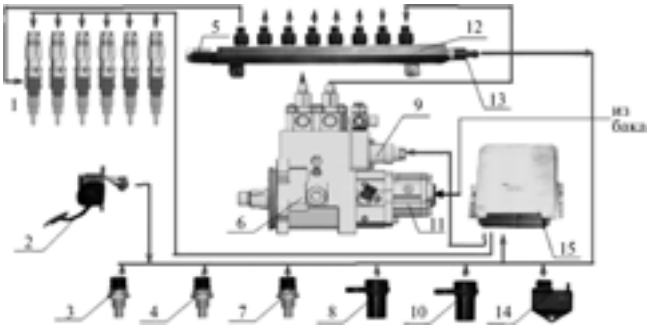


Рис. 1. Принципиальная схема аккумуляторной топливной системы:
1 — электроуправляемые форсунки; *2* — педальный модуль; *3* — датчик температуры охлаждающей жидкости; *4* — датчик температуры топлива; *5* — аварийный клапан аккумулятора давления; *6* — ТНВД; *7* — датчик температуры наддувочного воздуха; *8* — датчик частоты вращения коленчатого вала; *9* — дозатор топлива; *10* — фазовый датчик; *11* — топливоподкачивающий насос; *12* — аккумулятор давления; *13* — датчик давления в аккумуляторе; *14* — датчик давления наддувочного воздуха; *15* — электронный блок управления

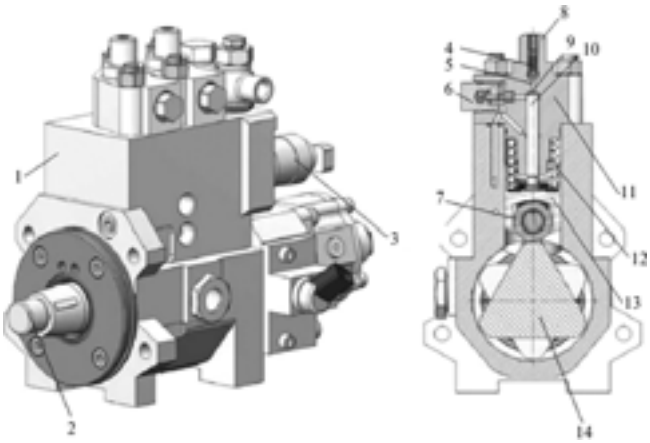


Рис. 2. Схема ТНВД топливной системы:
1 — корпус; *2* — кулачковый вал; *3* — электромагнитный дозирующий клапан; *4* — нагнетательный клапан; *5* — канал; *6* — впускной клапан; *7* — ролик; *8* — штуцер; *9* — надплунжерная полость; *10* — плунжер; *11* — моносекция; *12* — пружина; *13* — толкатель; *14* — кулачок

Шестеренчатый топливоподкачивающий насос *11* засасывает топливо через предварительный фильтр из топливного бака и через фильтр тонкой очистки (на рисунке не показан) подает его в ТНВД (6), откуда оно по топливопроводам высокого давления поступает в аккумулятор *12*, соединенный с электроуправляемыми форсунками *1*. Сигналы с педального модуля *2*, управляемого водителем, и датчиков *3*, *4*, *7*, *8*, *10*, *14* поступают в электронный блок управления *15*. Здесь они обрабатываются, превращаясь в управляющий сигнал, который идет на электроуправляемые форсунки. Форсунки поочередно открываются, и происходит впрыскивание топлива в цилиндры дизеля.

Конструкция ТНВД (мод. Э23) приведена на рис. 2. Как видим, в нее входят корпус *1*, в котором смонтирован кулачковый вал *2* с кулачками *14*, контактирующими с роликами *7* толкателей *13*, поджимаемыми пружинами *12*. При этом моносекция *11* и плунжер *10* образуют прецизионную пару, в боковой части которой располагается впускной клапан *6*, соединенный с электромагнитным дозирующим клапаном *3*, а надплунжерная ее полость *9* высокого давления каналом *5* сообщается с нагнетательным клапаном *4*, расположенным в штуцере *8* высокого давления.

Кулачковый вал *2* кулачками *14* через ролик *7* и толкатель *13* перемещает вверх плунжер *10*, в результате чего надплунжерная полость *9* заполняется топливом через впускной клапан *6* и электромагнитный дозирующий клапан *3*.

При подъеме плунжера давление топлива в надплунжерной полости *9* повышается, впускной клапан *6* закрывается. Но одновременно открывается нагнетательный клапан *4*, и топливо через штуцер *8* поступает в аккумулятор *12* давления. И когда плунжер *10* достигнет верхнего положения, подача топлива прекращается, а при движении его вниз нагнетательный клапан закрывается, впускной — открывается, и топливо снова поступает в надплунжерную полость *9*. Затем цикл повторяется.

Электромагнитный дозирующий клапан *3* управляется сигналом от электронного блока управления. По этому сигналу изменяется его проходное сечение и обеспечивается подача топлива в надплунжерную полость, зависящая от режимов работы дизеля, что уменьшает мощность, затрачиваемую на привод ТНВД и разогрев топлива.

Объем топлива, который подает ТНВД, ограничен допустимой частотой $n_{к.в}$ вращения его кулачкового вала, поэтому зависит от передаточного числа и привода ТНВД, номинальной частоты $\omega_д$ вращения коленчатого вала и числа *i* цилиндров дизеля.

Традиционные ТНВД обеспечивают, как известно, и нагнетание, и подачу (распределение) топлива на форсунки. А в аккумуляторной топливной системе для распределения топлива ТНВД не используется, и нет необходимости обеспечивать его жесткую связь с коленчатым валом. Однако опыт показал, что настраивать (фазировать) ТНВД все-таки нужно: это позволяет осуществлять синхронизацию, во-первых, крутящего момента привода ТНВД и кулачкового вала, что сни-

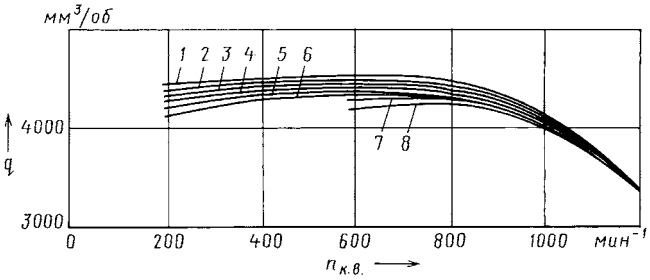


Рис. 3. Зависимость подачи ТНВД за один оборот кулачкового вала от частоты его вращения и давления в аккумуляторе:
1 — $p_{ак}$ = 20 МПа (200 кгс/см^2); *2* — $p_{ак}$ = 40 МПа (400 кгс/см^2); *3* — $p_{ак}$ = 60 МПа (600 кгс/см^2); *4* — $p_{ак}$ = = 80 МПа (800 кгс/см^2); *5* — $p_{ак}$ = 100 МПа (1000 кгс/см^2); *6* — $p_{ак}$ = 120 МПа (1200 кгс/см^2); *7* — $p_{ак}$ = 140 МПа (1400 кгс/см^2); *8* — $p_{ак}$ = 160 МПа (1600 кгс/см^2)

Параметр	Значение параметра	Примечание
Число секций	2	—
Максимальная цикловая подача на номинальном режиме, мм^3	240	—
Диаметр плунжера, мм	8	—
Ход плунжера, мм	15	—
Профиль кулачкового вала	Трехходовой	—
Геометрическая подача ТНВД за оборот кулачкового вала, мм^3/об.	4520	—
Максимальная частота вращения кулачкового вала, мин$^{-1}$	1400	—
Максимальное рабочее давление в аккумуляторе, МПа (кгс/см^2)	160 (1600)	При ходе плунжера 12 мм — 180 МПа (1800 кгс/см^2)
Межсекционное расстояние, мм	42	—
Унификация по присоединительным размерам	ТНВД «Бош CP2,2+»	—
Максимальный приводной момент, Н · м (кгс · м)	220 (22,4)	—
Смазка ТНВД	Маслом	—

жает нагрузку на привод, и, во-вторых, пиковые давления в аккумуляторе с падением давления, вызванным впрыскиванием топлива в цилиндр, что улучшает стабильность давления топлива при его подаче по цилиндрам.

Техническая характеристика ТНВД мод. Э23 приведена в таблице, а зависимость его подачи за один оборот кулачкового вала от частоты $n_{к.в}$ вращения и давления $p_{ак}$ в аккумуляторе — на рис. 3. Из него следует, что при $p_{ак}$ = const, $n_{кв} \approx 800$ мин$^{-1}$ подача ТНВД остается практически постоянной, а при дальнейшем увеличении $n_{кв}$ — заметно уменьшается. Давление же $p_{ак}$ сказывается так: чем оно выше, тем менее существенно его влияние на подачу.

Принципиально новый, по сравнению с традиционной системой, конструктивный элемент рассматриваемой системы — электроуправляемая форсунка. Она состоит (рис. 4) из корпуса *18* с каналами подвода *17* и слива *7* и *15* топлива. В корпусе установлен распылитель *19* с карманом *13* и иглой *12*, через штангу *10* взаимодействующая с пружиной *9* и управляющим поршнем *6*, площадь которого в зоне действия высокого давления топлива больше площади сечения иглы.

Управляющая камера *5* форсунки дросселем *16* соединена с каналом *17* подвода топлива, а дросселем *4* через шариковый клапан *3* — с каналом *15* слива топлива.

Электромагнитный клапан форсунки выполнен в виде двух узлов — электромагнита *14* и шарикового клапана *3*, который через якорь *2* прижат к седлу пружиной *1*.

Форсунка работает следующим образом.

При наличии в канале *17* топлива под высоким давлением она остается закрытой до тех пор, пока блок управления не подаст сигнал на электромагнит *14*, управляющий шариковым клапаном *3*. Якорь поднимается, и управляющая камера *5* через дроссель *4* соединяется с каналом слива топлива *15*, и поскольку его пропускная способность больше, чем у дросселя *16*, давление в управляющей камере становится ниже давления в кармане *13* распылителя. В результате сила от давления топлива в кармане, воздействующая на иглу *12*,

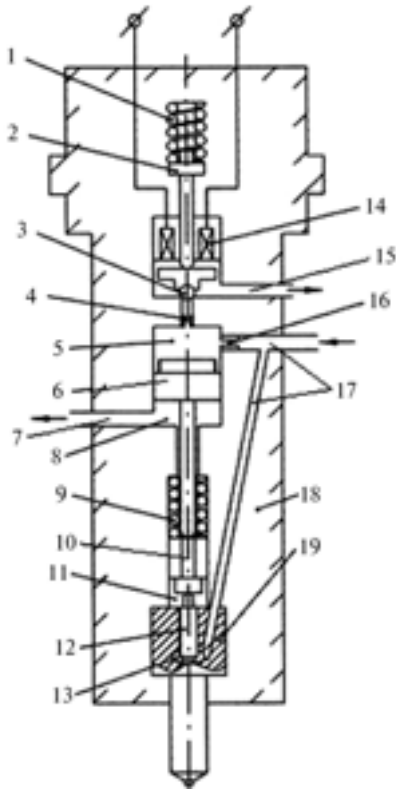


Рис. 4. Схема электроуправляемой форсунки топливной системы:
1 — пружина; *2* — якорь; *3* — шариковый клапан; *4*, *11* и *16* — дроссели; *5* — управляющая камера; *6* — управляющий поршень; *7* и *15* — каналы слива топлива; *8* — надыгольная полость; *9* — пружина; *10* — штанга; *12* — игла; *13* — карман корпуса распылителя; *14* — электромагнит; *17* — канал подвода топлива; *18* — корпус форсунки; *19* — распылитель

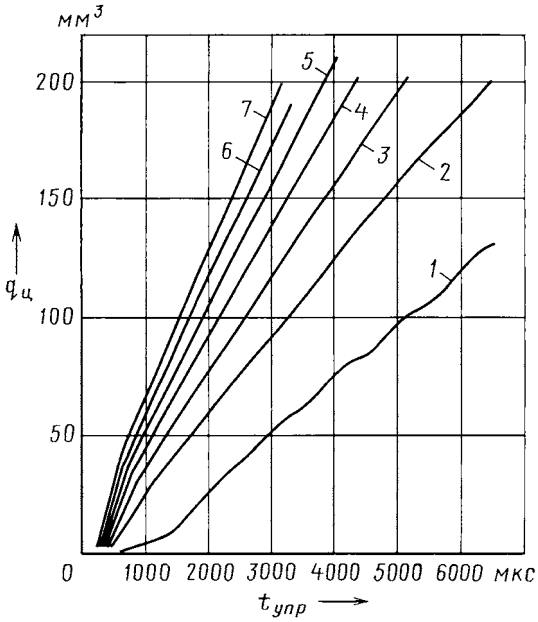


Рис. 5. Зависимость цикловой подачи топлива от длительности управляющего сигнала и давления в аккумуляторе:
1 — $p_{ак}$ = 20 МПа (200 кгс/см^2); *2* — $p_{ак}$ = 40 МПа (400 кгс/см^2); *3* — $p_{ак}$ = 60 МПа (600 кгс/см^2); *4* — $p_{ак}$ = = 80 МПа (800 кгс/см^2); *5* — $p_{ак}$ = 100 МПа (1000 кгс/см^2); *6* — $p_{ак}$ = 120 МПа (1200 кгс/см^2); *7* — $p_{ак}$ = 140 МПа (1400 кгс/см^2); *8* — $p_{ак}$ = 160 МПа (1600 кгс/см^2)

превысит силу от давления топлива на управляющий поршень *6* вместе с силой поджатия пружины *9*, и игла поднимается. Происходит впрыскивание топлива. Причем его количество (цикловая подача $q_ц$) определяется длительностью $t_{упр}$ сигнала, подаваемого блоком управления на электромагнит *14*, и давлением $p_{ак}$ в аккумуляторе (рис. 5).

При выключении сигнала блоком управления электромагнит обесточивается, и шариковый клапан *3* запирает слив топлива из управляющей камеры. При подаче очередного сигнала процесс повторяется.

Топливо, просочившееся из управляющей камеры и кармана распылителя в надыгольную полость *8*, отводится через канал *7* слива.

Электроуправляемая форсунка — узел прецизионный. Она обеспечивает подачу топлива от 0,5 мм^3 за цикл (предварительный впрыск) до 250 мм^3 (номинальная подача) в диапазоне давлений 15—180 МПа (150—1800 кгс/см^3), поэтому требует высокой точности изготовления деталей как по размерам, так и по геометрии.

Управление давлением в рассматриваемой системе топливоподачи состоит из контуров, один из которых определяет, каким должно быть давление топлива в аккумуляторе, чтобы обеспечить функцию заданного водителем режима работы дизеля, а другой управляет электромагнитным дозирующим клапаном так, чтобы обеспечить это давление.

Первая из задач решается в соответствии с частотой $\omega_д$ вращения коленчатого вала дизеля и нагрузкой M_e: на номинальном режиме топливо необходимо впрыскивать под большим давлением, на остальных режимах его величина выбирается для оптимизации процесса сгорания; вторая — путем отработки сигналов датчиков, определения величин эксплуатационных параметров и создания управляющих сигналов для исполнительных механизмов.

Все компоненты рассматриваемой топливной системы, кроме блока управления, изготовляются из отечественных комплектующих, что дает ей очевидные преимущества по цене, наличию запасных частей и т. д.

УДК 621.43.629

Система смазки с электроприводным насосом

Канд. техн. наук А.Я. АЛИЕВ,
д-р техн. наук Н.Г. ФАТАЛИЕВ

Дагестанская госсельхозакадемия (8.928. 870-22-75)

Предлагается усовершенствованная конструкция системы смазки с индивидуальным электроприводным масляным насосом, обеспечивающая повышение КПД двигателя.

Ключевые слова: *система смазки, масляный насос, привод, коленчатый вал, электропривод.*

Aliev A.Y., Fataliev N.G.

THE LUBRICATION SYSTEM OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH ELECTRIC DRIVE PUMP

The perfected construction of lubrication system with the individual electro conductive oil pump, providing the improve of engine performance index is given.

Keywords: *system of lubrication, oil pump, drive, crankshaft, elernric drive.*

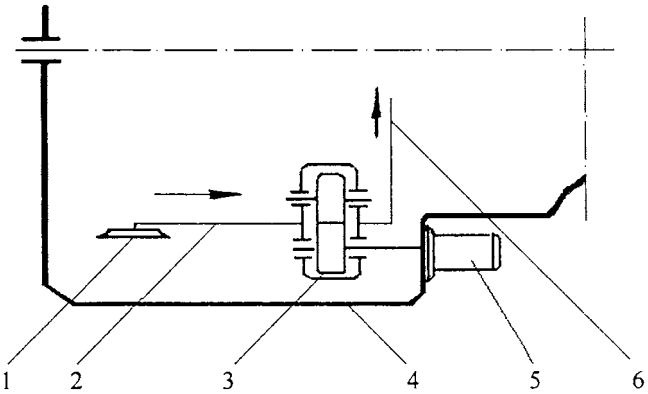
На существующих двигателях внутреннего сгорания применяют, как известно, комбинированную систему смазки — под давлением, создаваемым масляным насосом, и разбрызгиванием масла коленчатым валом. Однако у нее есть существенный недостаток: эффективность смазывания трущихся деталей зависит от частоты вращения коленчатого вала. В итоге при больших ее значениях смазывание получается интенсивным и полным, а при малых, особенно на режиме холостого хода, масло разбрызгивается слабо, и, кроме того, масляный насос к удаленным и более нагруженным трущимся деталям (коренные и шатунные шейки коленчатого вала, опорные подшипники распределительного вала и т. д.) нагнетает масло с меньшей интенсивностью. Что способствует повышенному изнашиванию трущихся поверхностей.

К сказанному необходимо добавить и еще одно немаловажное обстоятельство. Так как масляный насос приводится от коленчатого вала, то, очевидно, он забирает некоторую часть энергии, вырабатываемой двигателем. А это, с точки зрения эффективного КПД двигателя, — прямые потери.

Решение перечисленных проблем — привод масляного насоса от отдельного, не зависящего от частоты вращения коленчатого вала источника энергии. И это вполне возможно на двигателях, оснащенных стартер-генераторными устройствами: стартер-генератор позволяет повысить не только бортовое напряжение до 42 В, но и развиваемую генератором мощность до значения, которое обеспечит работу отдельного электродвигателя, приводящего маслонасос.

Предлагаемый способ дает возможность поддерживать такую постоянную частоту вращения вала шестерен насоса, при которой давление в системе обеспечивает подачу масла к самым удаленным и нагруженным деталям независимо от частоты вращения коленчатого вала.

Схема системы смазки ДВС с электроприводным масляным насосом, расположенным внутри картера двигателя, приведена на рисунке. В нее, как видим, входят маслосъемник *1*; всасывающая магистраль *2*; масляный насос *3*; поддон *4*; электродвигатель *5* и нагнетательная магистраль *6*. То есть в систему добавлен



только электронасос. Иначе говоря, конструктивное и технологическое исполнение разработанного способа не требует серьезных изменений конструкции двигателя. Для реализации способа достаточно приводной вал масляного насоса соединить с валом электродвигателя. Причем последний можно располагать в зависимости от места установки масляного насоса — снаружи поддона, сбоку или перед блоком цилиндров и т. д.

Разработанная система смазки имеет не только функциональные, но и конструктивные преимущества перед традиционной системой: упрощается конструкция самого масляного насоса в связи с уменьшением длины его приводного вала и отсутствием на нем косозубой шестерни; нет необходимости изготовлять ответную косозубую шестерню на распределительном валу; уменьшаются нагрузки на распределительный вал и др.

УДК 629.11.012.814

Снижение жесткости демпфера — как способ устранения опасных колебаний трансмиссии

Канд. техн. наук Б.М. ТВЕРСКОВ

Курганский ГУ (8. 3522. 23-04-72)

Излагаются результаты исследования нагруженности трансмиссии тягачей с различными демпферами крутильных колебаний. Предлагается снизить жесткость соединения двигателя и трансмиссии до значения, при котором амплитуда колебаний подводимого к трансмиссии крутящего момента становится меньше, чем трение в первом же агрегате трансмиссии. В этом случае крутильные колебания трансмиссии происходить не могут.

Ключевые слова: *жесткость, демпфер, крутильные колебания, амплитуда, пружина, расчет, трансмиссия.*

Tverskov B.M.

TO DECREASE RIGIDITY OF A BUFFER — TO REMOVE A DANGEROUS VIBRATION OF TRANSMISION

There are stated the results of research of loading of the tractor's transmission with different buffers of torsional vibrations. It's offered to decrease rigidity of the combination of the engine and transmission up to the value, at which the amplitude of vibrations of the transmission becomes smaller than the friction in the first unit of the transmission. In this case torsional vibrations of the transmission cannot occur.

Keywords: *rigidity, buffer, torsional vibration, amplitude, spring, calculation, transmission.*

Резонансные крутильные колебания трансмиссии, возникающие из-за неравномерного вращения коленчатого вала двигателя, снижают, как известно, с помощью демпфера, устанавливаемого между двигателем и трансмиссией. Однако для определения величины момента трения, развиваемого демпфером, необходима большая расчетная работа, которая, к тому же, не всегда дает точный результат. Дело в том, что элемент трения в демпфере — устройство, как правило, с нестабильной характеристикой. Кроме того, оно дополнительное, увеличивающее жесткость трансмиссии, а следовательно, и амплитуды ее колебаний при частотах до и после резонанса. Иначе говоря, демпфер крутильных колебаний, решая одну задачу (снижение амплитуд резонансов), порождает много других. Особенно в тяжелых грузовых АТС, тягачах магистральных автопоездов и т. п., оснащенных тихоходными дизелями с облегченными маховиками.

В связи с этим возникает вопрос: а нельзя ли задачу гашения крутильных колебаний трансмиссии решить каким-либо другим способом, например, с помощью механизма, не имеющего недостатков серийных демпферов другой конструкции?

Анализ, выполненный автором, показал, что такая возможность есть. Исключить появление резонансных колебаний трансмиссии и уменьшить колебания при всех других частотах вращения коленчатого вала двигателя можно путем снижения жесткости упругого элемента демпфера в 30—50 раз, т. е. увеличив угол φ закрутки демпфера с обычных 3—5° до 90—180°. И вот почему.

В конце закрутки демпфера крутящий момент $M_д$ в нем равен максимальному моменту $M_{e_{max}}$ двигателя. Поэтому отношение $M_{e_{max}}/\varphi$ есть не что иное, как жесткость $C_д$ демпфера. Амплитуда же A колебаний передаваемого на трансмиссию крутящего момента равна произведению этой жесткости и угла $\varphi_{к.в}$ колебания коленчатого вала при его вращении, величина которого в рабочем диапазоне частоты вращения в зависимости от уравновешенности двигателя составляет от нескольких минут до 1°, а при резонансе — значительно больше. Так, установленный на тягаче КЗКТ-7428 соединяющий двигатель и трансмиссию торсион, с которым проводилась работа, имеет жесткость ~980 Н · м/град. (100 кгс · м/град.); крутящий момент двигателя — 2450 Н · м (250 кгс · м), т. е. при полном моменте торсион закручивается на угол 2,5°. Записанные колебания передаваемого крутящего момента, возникшие на торсионе, при отсутствии резонанса равны 294—490 Н · м (30—50 кгс · м). Поделив эту величину на жесткость торсиона, находим, что угловые колебания коленчатого вала в данном случае составляют ~0,5°. И если жесткость упругого элемента демпфера снизить в 30—50 раз, то во столько же раз снизится и амплитуда колебаний передаваемого на трансмиссию крутящего момента. Другими словами, амплитуда становится столь незначительной, что резонанс колебаний, требующий больших затрат энергии (до 100 % передаваемой мощности), становится невозможным, поскольку трения в самой трансмиссии достаточно, чтобы не допустить резонанс даже тех минимальных колебаний, которые могут оставаться. Иначе говоря, элемент трения в демпфере и сложный расчет для определения величины момента трения оказываются ненужными.

Снижение жесткости демпфера предоставляет и другие возможности. В частности, позволяет эффективно гасить колебания, возникающие после отключения од-

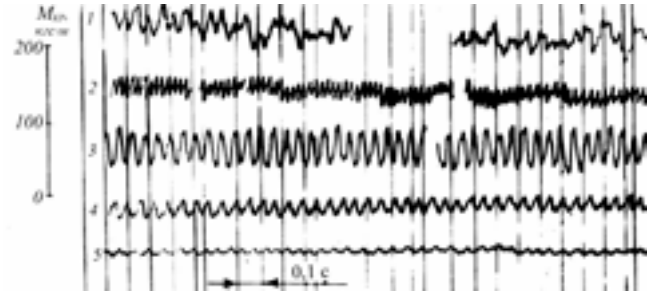


Рис. 1. Размахи колебаний крутящего момента на входном валу согласующего редуктора тягача МАЗ-537 при разгоне с демпферами:
1 — упруго-фрикционным; *2* — с автоматическим изменением момента трения; *3* — резиновым; *4* и *5* — торсионными (диаметр торсионов 35 и 30 мм соответственно)

ного или нескольких цилиндров дизеля, как это было выполнено на тягаче КЗКТ-7428: его V-образный двигатель ЯМЗ-8401 в заводских условиях был оснащен устройством, отключающим один из цилиндров, чтобы поддерживать высокую температуру в остальных при работе двигателя без нагрузки и не допустить происходящего при низкой температуре осмоления поршней и привода клапанов системы газораспределения. Тогда было установлено, что при прекращении подачи топлива в отключаемый цилиндр размахи колебаний крутящего момента при резонансе в 20—30 раз превышают размахи до его наступления. То есть серийный демпфер трения, рассчитанный на работу всех цилиндров, в данном случае оказывался бесполезным.

Многократное снижение жесткости демпфера позволит также решить и проблему двигателей без маховика, которые устанавливаются на специальной технике, где большие сроки службы трансмиссии, как считается, не нужны, однако определенный запас ее надежности все-таки необходим. Поэтому в соединяющем двигатель и трансмиссию демпфере такой техники применяют элементы трения, момент которых составляет 10—20 % максимального момента двигателя. Что предотвращает поломки трансмиссии, но не устраняет износ согласующего редуктора при длительной работе, так как жесткость демпфера, а следовательно, и амплитуды колебаний остаются достаточно большими. То есть для обычного АТС такая мера неприемлема, и для снижения износов шестерен нужны дополнительные меры, а именно — уменьшение жесткости демпфера в десятки раз. Тогда амплитуды колебаний M_e, являющиеся причиной износа шестерен, сокращаются во всем диапазоне оборотов коленчатого вала также в десятки раз. Причем совершенно очевидно, что введение в демпфер дополнительных фрикционов результатов не дает: они очень быстро изнашиваются.

Все, что сказано выше, подтверждено экспериментально. В том числе при испытаниях тягачей МАЗ-537, на которые устанавливался редуктор с разными типами демпферов (рис. 1). Снижение диаметра соединяющего двигатель и трансмиссию торсиона с 35 до 30 мм привело к уменьшению размахов колебаний передаваемого момента в 3 раза.

Во многих случаях крутильные колебания трансмиссии конструкторы рассчитывают с целью исправления ошибок, допущенных при проектировании соединения двигателя и трансмиссии. Но решать эту задачу нужно, должно и можно еще на стадии проектирования силовой установки. Причем довольно просто: устанавливать демпфер с такой малой жесткостью, при которой колебания крутящего момента снижаются до величины, не опасной для прочности и с точки зрения износов элементов трансмиссии. Резонансы колебаний в этом случае либо вообще незаметны, либо размахи колебаний возрастают незначительно и могут считаться допустимыми.

Однако следует иметь в виду, что нашедший широкое применение демпфер с тангенциально расположенными пружинами для этой цели не годится, так как угол его закрутки совершенно недостаточный. Торсион тоже не подходит, поскольку для получения нужного угла закрутки его длина должна составлять несколько метров. Как установил автор, задача решается установкой в демпфере центральной пружины. Причем вариантов таких демпферов может быть много.

Так, на рис. 2 показан демпфер малой жесткости со спиральной пружиной, на рис. 3 — с пружиной винтовой, которые могут иметь углы закрутки, равные 90° и более. В обоих случаях крутящий момент двигателя

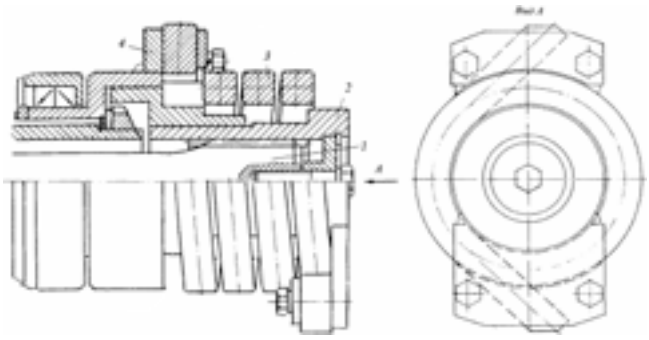


Рис. 2. Демпфер со спиральной пружиной:
1 — торсион; *2* — ступица; *3* — пружина; *4* — фланец

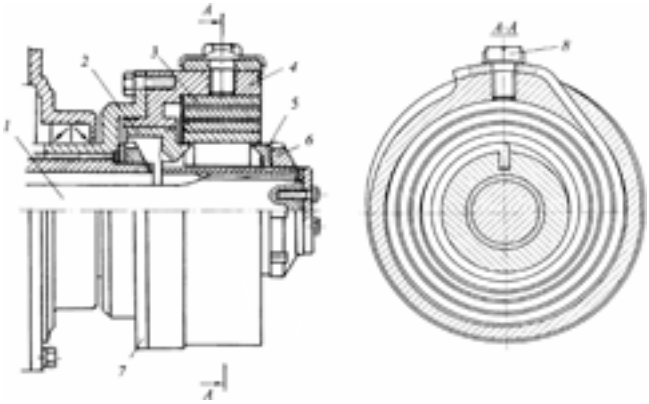


Рис. 3. Демпфер с винтовой пружиной:
1 — торсион; *2* — ступица; *3* — пружина; *4* — корпус; *5* — кольцо; *6* — гайка; *7* — фланец; *8* — болт

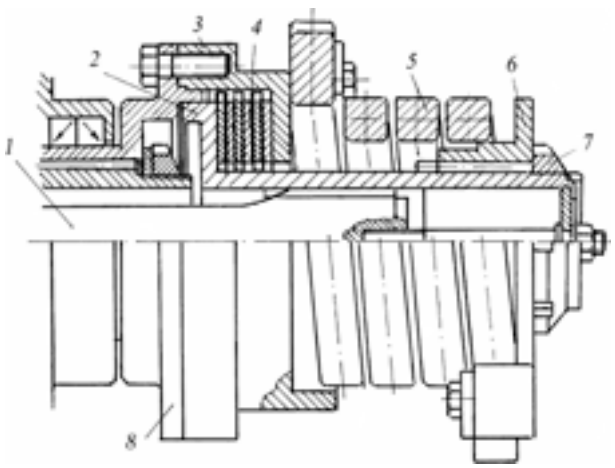


Рис. 4. Демпфер с регулируемым моментом трения:
1 — торсион; *2* — ступица; *3* — фрикцион; *4* — пружина; *5* — ступица подвижная; *6* — гайка; *7* — фланец

через торсион подводится к ступице демпфера, далее пружиной передается на корпус, соединенный с фланцем входного вала согласующего редуктора.

Каждая из приведенных схем имеет свои достоинства и недостатки.

Например, наружный диаметр винтовой пружины меньше, чем спиральной, поперечные силы в ней отсутствуют (за исключением возможных центробежных из-за неуравновешенности), однако демпфер с такой пружиной длиннее, в ее витках действуют высокие изгибные напряжения, поэтому приходится использовать пруток прямоугольного сечения, поскольку пруток круглого сечения может не проходить по изгибным напряжениям.

Спиральная пружина позволяет создать самый короткий демпфер, иметь большой угол закрутки и малые изгибающие напряжения на ленте, но при работе появляется поперечная сила, для восприятия которой нужны соответствующие направляющие, передающие эту силу. В частности, на рис. 3 внутренний конец спиральной пружины отогнут и входит в паз на ступице *2*. Гайкой *6* внутренний ее виток, имеющий по краям скосы, плотно прижимается к цилиндрической части ступицы конусными полками на кольце *5* с одной стороны и на ступице *2* — с другой, наружный конец входит в паз на корпусе *4* и болтом *8* крепится к корпусу. От бокового смещения ступица *2* удерживается имеющимися на корпусе и ступице цилиндрическими направляющими поверхностями, по которым контактируют эти детали.

На рис. 4 — схема демпфера с винтовой пружиной и фрикционом. Ее можно использовать, если внутреннее трение в трансмиссии недостаточно для гашения колебаний. Здесь пружина *4* служит одновременно для передачи крутящего момента и сжатия дисков фрикциона, момент трения в котором можно регулировать, поворачивая гайку *6*.

Угловые колебания вращающихся деталей трансмиссии (а вместе с ними и резонанс) возможны, если амплитуда колебания передаваемого крутящего момента превосходит момент трения. Потери на трение в зубчатой паре составляют ~1,5 % от передаваемого момента, но в согласующем редукторе тягача КЗКТ-7428 крутящий момент передается через паразитную шестерню, т. е. через два зацепления. В итоге потери в зацеплениях, а также затраты на привод установленных на согласующем редукторе насоса усилителя рулевого управления и вентиляторов составляют не менее 980 Н · м (10 кгс · м), что равно 4 %. Если же снизить жесткость демпфера, например, в 30 раз, то размахи колебаний передаваемого на трансмиссию крутящего момента уменьшаются тоже во столько же раз и становятся меньше момента трения. Таким образом, снижая жесткость демпфера до значения, при котором трение в согласующем редукторе станет больше, чем амплитуда колебаний передаваемого момента, можно исключить угловые колебания трансмиссии.

Двигатель, как уже упоминалось, — главный источник крутильных колебаний трансмиссии. Но есть и другие их источники — неравномерное вращение колес АТС на неровных дорогах, карданная передача с переменными углами в шарнирах и т. п. Но они не создают значительных постоянных колебаний.

Из всего сказанного можно сделать лишь один вывод: традиционный способ гашения крутильных колебаний при резонансах путем введения трения в демпфер явно устарел. Во многих случаях (и, прежде всего, на тяжелых транспортных АТС с гидротрансформаторами) двигатели при пуске от согласующего редуктора не отсоединяются от трансмиссии. Поэтому задача устранения отрицательного влияния крутильных колебаний трансмиссии должна решаться установкой между ней и двигателем очень эластичного соединения. Причем очень важно то, что такой способ не потребует для каждой модели АТС решать вопросы устранения крутильных колебаний индивидуально. И с точки зрения физики это элементарно: если угол закрутки демпфера под действием $M_{e_{\max}}$ составит ~90°, то передача на трансмиссию колебаний крутящего момента двигателя становится невозможна, так как момент трения в первом же агрегате за двигателем в несколько раз превышает величину амплитуды колебания M_e.

ВНИМАНИЕ!

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

УДК 621.825.6

Усовершенствованный шаровой шарнир передней подвески легковых автомобилей

Д-р техн. наук О.С. ЖЕЛЕЗКОВ, У.В. МИХАЙЛОВА

ВПО «МГТУ имени Г.И. Носова» (8.3519. 22-92-87)

Шаровые шарниры являются ответственными узлами ходовой части автотранспорта, от надежности и долговечности которых зависит срок службы, затраты на ремонт, безаварийная и безопасная эксплуатация машин. В данной статье рассматривается вариант усовершенствования конструкции шарового шарнира с целью повышения его надежности и долговечности.

Ключевые слова: *шаровой шарнир, тарельчатая пружина, расчет жесткости тарельчатых пружин.*

Geleskov O.S., Mihailova U.V.

THE IMPROVEMENT OF THE BALL-AND-SOCKET HINGE CONSTRUCTION OF THE CAR FRONT SUSPENSION

The ball-and-socket hinge is an important block of motor transport undercarriage, which reliability and durability are ensure the life time, repair bills, trouble-free and safe car operation. In this article we examined the variation of ball-and-socket hinge construction improvement for the purpose of its reliability and durability enhancement.

Keywords: *Ball-and-socket hinge, disk spring, stiffness analysis of disk spring.*

В известном шаровом шарнире упругий элемент выполнен в виде тарельчатой пружины, отношение высоты к разности наружного и внутреннего диаметров которой составляет 0,09—0,12, а отношение толщины ее стенок к высоте — 0,45—0,53 [1].

В конструкции передней подвески легковых автомобилей широкое применение находят шаровые шарниры с упругими элементами в виде резиновых вкладышей [2]. В частности, в подвеске заднеприводных автомобилей ВАЗ [3] нижняя шаровая опора — именно такой конструкции (рис. 1): в корпусе шарнира, выполненном из двух (*1* и *2*) листоштампованных половин, размещены шаровой палец *3*, подшипник *4*, изготовленный из порошкового износостойкого материала, и резиновый вкладыш *5*. При сборке шарнира этот вкладыш предварительно сжимается, что обеспечивает постоянный контакт подшипника с опорной поверхностью верхнего элемента корпуса. Но при изнашивании контактных поверхностей корпуса и подшипника, а также снижении сил прижатия последнего к корпусу появляется зазор, что приводит к очень быстрому износу и даже вырыву пальца из корпуса. Со всеми вытекающими отсюда последствиями. Но самый главный недостаток данного технического решения состоит в том, что резина, из которой сделан упругий элемент, в течение сравнительно короткого промежутка времени стареет и теряет свои упругие свойства. В результате уменьшаются силы прижатия подшипника к корпусу и во время движения автомобиля периодически появляется зазор между корпусом и подшипником. То есть возникает то, о чем сказано выше.

Вывод очевиден: нужна более надежная конструкция шаровых опор. И один из вариантов таких опор создан (пат. № 69172, РФ) в ВПО «МГТУ имени Г.И. Носова» (рис. 2).

У этой конструкции большинство деталей (корпус, палец и т. д.) остались теми же, что и у серийной опоры. Только вместо резинового вкладыша устанавливается стальная тарельчатая пружина, которая обладает сравнительно малыми размерами и способна воспринимать существенные циклически изменяющиеся нагрузки.

При разработке нового шарового шарнира его создатели исходили из следующих условий: жесткость пружины должна быть равна жесткости нового резинового вкладыша, т. е. составлять 1000—1300 Н/мм (102—133 кгс/мм); ее габаритные размеры должны обеспечивать ее размещение в корпус шарнира без изменения его формы и размеров.

Чтобы выполнить эти условия, предварительно провели соответствующие исследования и расчеты. При этом оказалось, что стандартные варианты, приведенные в ГОСТ 3057—90 «Пружины тарельчатые», не удовлетворяют второму из перечисленных выше условий. Поэтому пришлось спроектировать новую пружину, рассчитав ее по формулам приложения к данному ГОСТу.

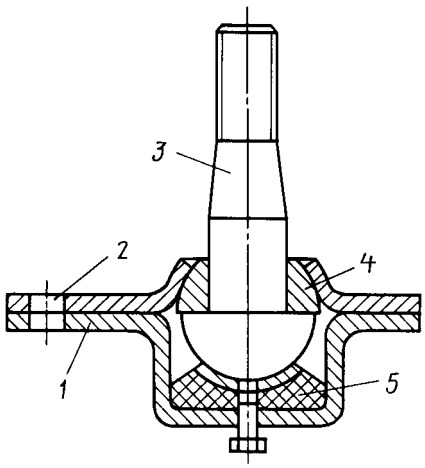


Рис. 1. Схема серийной шаровой опоры:
1 и *2* — верхняя и нижняя половины корпуса; *3* — шаровой палец; *4* — вкладыш; *5* — резиновый вкладыш с нанесенным на него пластмассовым слоем (смесь нейлона с сульфитом молибдена)

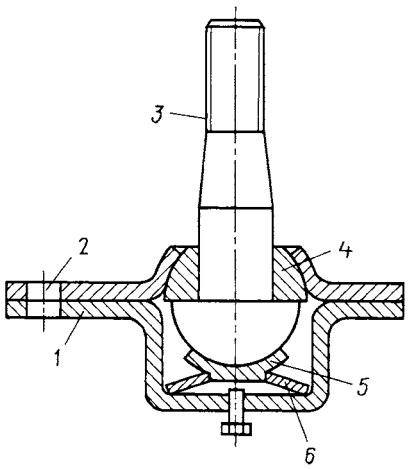


Рис. 2. Схема нового шарнира:
1 и *2* — верхняя и нижняя половины корпуса; *3* — шарнирный палец; *4* — подшипник; *5* — вкладыш; *6* — тарельчатая пружина

№ формулы	Формула	Примечания
1	$C = \frac{dP}{df} = \frac{4Es^3}{(1-\mu^2)YD^2}\left[\left(\frac{f_3}{s}\right)^2 - 3\frac{f_3 f}{s^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{f}{s}\right)^2 + 1\right]$	P — сила, деформирующая пружину; f — деформация пружины; s — ее толщина; Y — коэффициент, зависящий от отношеия наружного D и внутреннего d диаметров пружины; E —модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона для материала пружины; f_3 — высота ее внутреннего усеченного конуса
2	$Y = \frac{6\pi}{\ln\frac{D}{d}}\left(\frac{\frac{D}{d}-1}{\frac{D}{d}}\right)^2$	—
3	$P = \frac{4Ef}{YD^2(1-\mu^2)}[(f_3 - f)(f_3 - 0{,}5f)s + s^3]$	—
4	$\sigma_1 = \frac{4Ef}{YD^2(1-\mu^2)}[-(f_3 - 0{,}5f)c_1 - c_2 s]$; $\sigma_2 = \frac{4Ef}{YD^2(1-\mu^2)}[-(f_3 - 0{,}5f)c_1 + c_2 s]$; $\sigma_3 = \frac{4Ef}{YD^3(1-\mu^2)}[(2c_2 - c_1)(f_3 - 0{,}5f) + c_2 s]$	c_1 и c_2 — коэффициенты, зависящие от отношения D/d
5	$C_1 = \frac{6}{\pi\ln\frac{D}{d}}\left[\frac{\frac{D}{d}-1}{\ln\frac{D}{d}} - 1\right]$; $C_2 = \frac{3\left(\frac{D}{d}-1\right)}{\pi\ln\frac{D}{d}}$	—

Это прежде всего формула № 1 для расчета жесткости пружины (см. таблицу). Входящее в нее значение коэффициента Y определяли по формуле № 2, а характеристику «сила—деформация» тарельчатой пружины — по формуле № 3. Наконец, напряжения в кромках *1*, *2* и *3* пружины (рис. 3) при ее деформации на величину f вычисляли по формулам № 4, а значения входящих в эти формулы коэффициентов — по формулам № 5.

Выполненные с помощью перечисленных формул расчеты показали, что при заданных (см. выше) условиях отношение $H/(D - d)$ тарельчатой пружины можно варьировать в пределах 0,09—0,12, а отношение высота/пружины — в пределах 0,45—0,53. Выполнять пружину с $H/(D - d)$ менее 0,09 нецелесообразно, так как при этом ее габаритные размеры резко уменьшаются, что снижает плотность прижатия вкладыша к полусферической головке шарового пальца, а следовательно, может привести к его разрушению из-за биения в процессе работы шарового шарнира. При отношении S/H, меньшем 0,45, резко снижается жесткость пружины, в результате чего ослабляется прижатие подшипника к верхней части составного корпуса, что ведет к появлению зазоров, при выборе которых в шаровом шарнире возникают динамические нагрузки, способствующие разрушению контактных поверхностей подшипника и верхней части составного корпуса.

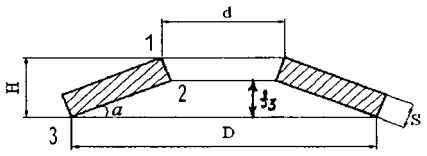


Рис. 3. Расчетная схема тарельчатой пружины

Верхние цифры диапазона также нежелательны, потому что при $H/(D - d) = 0{,}12$ угол α подъема образующей пружины превысит 6°, что снизит ее упругие свойства, а это недопустимо по ГОСТ 3057—90; при отношении $S/H > 0{,}53$ резко возрастает жесткость пружины, в результате чего между подшипником и верхней частью составного корпуса возникнают значительные силы контактного взаимодействия, способствующие интенсивному износу этих зон и быстрому выходу шарового шарнира из строя.

Литература

1. Патент № 69172 на полезную модель № 69172 «Шаровой шарнир» / О.С. Железков, У.В. Михайлова. — Опубл. 10.12.07. Бюл. № 34.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля: элементы подвески. — М.: Машиностроение, 1982. — С. 288.
3. Вершигора В.А., Зельцер В.И., Пятков К.Б. Автомобили ВАЗ. Конструкция, техническое обслуживание и ремонт. — М.: Транспорт, 1974. — С. 368.

УДК 629.1.3:004

Алгоритм управления торможением седельного автопоезда[1]

Доктора техн. наук И.С. САЗОНОВ и В.А. КИМ,
канд. техн. наук О.В. БИЛЫК

Белорусско-Российский университет (10.375. 222 26-61-00)

Изложен алгоритм управления торможением седельного автопоезда, основанного на анализе сил в контакте колес и в шкворне.

Ключевые слова: *алгоритм управления, формирование сигналов управления, отрицательный знак произвольной силы.*

Sazonov I.S., Rim V.A., Bilyk O.V.

SADDLE LORRY BRAKING MANAGEMENT ALGORITHM

An account of saddle lorry braking management algorithm, that is founded on the force analyze in wheel contact and in coupling bolt is given.

Keywords: *management algorithm, forming management signal, negative mark of derivative force.*

Практика эксплуатации седельных автопоездов показывает, что запаздывание срабатывания тормозных механизмов полуприцепа (прицепа) по отношению к тягачу носит регулярный характер. Поэтому их водители, чтобы избежать складывания звеньев автопоезда при торможении, если предстоит рейс в сложных дорожных условиях и с полной загрузкой, отключают тормоза передней оси тягача. И своего рода логика в этом есть.

Исследованиями установлено, что время запаздывания срабатывания тормозных механизмов полуприцепа по сравнению со временем срабатывания тормозных механизмов тягача может превышать 0,6 с. (Причина в том, что масса полуприцепа существенно больше массы тягача, поэтому тормозные накладки у полуприцепа изнашиваются интенсивнее, чем у тягача.) В результате тягач тормозится, а полуприцеп движется, создает ударный импульс, воспринимаемый шарнирным пальцем тягово-сцепного устройства автопоезда. Этот импульс, особенно при неблагоприятных условиях торможения (например, на опорной поверхности типа «микст», т. е. при значительной разнице коэффициентов сцепления колес левого и правого бортов) может стать (и часто становится) причиной складывания звеньев автопоезда. Со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Но отключение тормозов передней оси тягача — самодеятельность, которую, конечно же, ни один специалист одобрить не может: оно ведет к снижению тормозных свойств автопоезда и, следовательно, вероятности ДТП. И выход здесь один: использовать силы, действующие на шарнирную связь, а также силы в контакте колес АТС с опорной поверхностью в качестве источника первичной информации для автоматических систем управления торможением автопоездов. Тогда, разработав эффективный критерий формирования сигналов управления торможением, можно создать устройство, обеспечивающее устойчивость движения автопоезда на любых опорных поверхностях.

И такая возможность есть. Экспериментальными исследованиями установлено, что процесс торможения можно условно разбить на четыре этапа (рис. 1, на котором приведена осциллограмма записи параметров торможения автомобиля ВАЗ-2108).

Основная характеристика первого этапа — скорость начала торможения, от которой зависят все последующие показатели процесса торможения АТС. Второй этап характеризуется формированием в тормозных механизмах моментов, которые действуют в контакте колес с опорной поверхностью. Причем на данном этапе моменты (зависящие только от коэффициентов сцепления с опорной поверхностью), реализуемые колесами, равны моментам, создаваемым в тормозном механизме и обусловленные навыками водителя, конструкцией привода, состоянием тормозных механизмов и другими условиями.

Третий этап соответствует переходному процессу, в котором формируемый момент превышает момент, фактически создаваемый колесами, что ведет к блокированию тормозящихся колес, их скольжению и снижению коэффициентов сцепления. В результате изменение реализуемых колесами моментов приобретает колебательный характер, объясняемый неполным действием тормозных моментов. Причем анализ экспериментальных данных по экстренному торможению АТС на опорной поверхности с высокими значениями коэффициентов сцепления (сухой асфальт, сухое бетонное покрытие) показывает, что максимальное значение реализуемого момента в конце этого этапа из-за возникновения ударного импульса в пятне контакта колеса может быть больше расчетного момента тормозного механизма.

Этот этап ограничен коротким интервалом времени (сотые доли секунды). Кроме того, он не имеет выраженной потери кинематических связей, налагаемых на колеса опорной поверхностью.

Четвертый этап характеризуется полным нарушением кинематической связи колес с опорной поверхностью, а реализуемый колесами тормозной момент стабилизируется на некотором определенном значе-

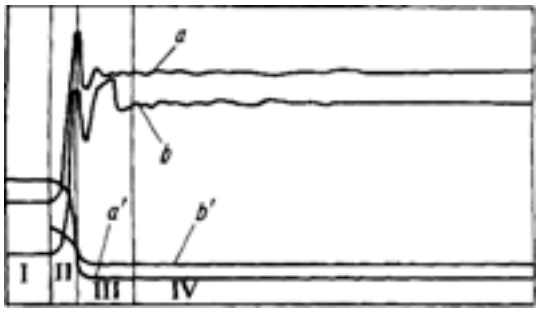


Рис. 1. Осциллограмма изменения параметров торможения автомобиля ВАЗ-2108:
a, b — изменение фактически реализуемых колесами моментов с дисковым и барабанным тормозными механизмами; *a', b'* — изменение угловых скоростей вращения колес с дисковым и барабанным тормозными механизмами

[1] Работы выполнены при участии докторов техн. наук А.Т. Скойбеды (Белорусский НТУ), Л.Г. Красневского (ОИМ НАН РБ), А.А. Полунгяна и Г.О. Котиева (МВТУ им. Н.Э. Баумана), канд. техн. наук Ан.М. Захарика (МАЗ).

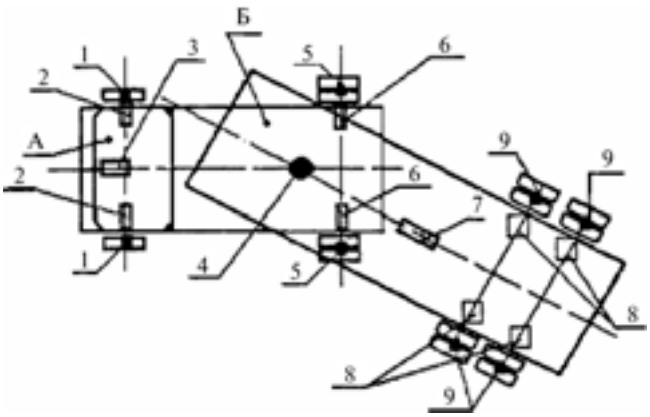


Рис. 2. Схема седельного автопоезда с размещением на нем датчиков сил:
1, *5* и *9* — датчики измерения тормозных моментов; *2*, *6* и *8* — датчики боковых реакций колес; *3* — датчик привода тягача; *4* — шарнир; *7* — датчик полуприцепа

нии, и наблюдается резкое снижение запаса боковых реакций колес, что в итоге может привести к складыванию звеньев поезда.

Все способы регулирования процесса торможения автопоезда с помощью АБС основаны, как известно, на следующих соображениях: задаются пороговые значения кинематических параметров колес (их скоростей, ускорений, замедлений) или же кинематические характеристики колес и остова АТС; определяются коэффициенты относительного скольжения колес. И уже на их основе формируется сигнал управления при заведомо установленном коэффициенте относительного скольжения.

Однако здесь не учитываются непрерывно изменяющиеся условия взаимодействия колес с опорной поверхностью и связанные с ними силовые влияния между звеньями автопоезда, которые в определенных условиях могут существенно ухудшить устойчивость движения.

Совершенно новые возможности дает (пат. № 2103191, РФ и БИ № 32) вариант АБС, основанный на измерении и анализе сигналов, пропорциональных фактически реализуемому колесом тормозному моменту, алгоритм которого формирует сигнал управления при обнаружении отрицательного знака производных тормозного момента. Правда, и у этого варианта есть недостаток: он предусматривает формирование сигналов управления только при скольжении колес автопоезда, отслеживаемом по отрицательным знакам производных тормозных моментов (сил). Кроме того, алгоритм управления не предусматривает использования информации о характере силового влияния между звеньями автопоезда. Регулирование же, основанное лишь на анализе производных тормозных моментов (сил), не может обеспечить надежное качество регулирования торможением автопоезда из-за невозможности исключить ударные явления в шарнирной связи его звеньев. Вот почему информация о силовом взаимовлиянии звеньев — важна и необходима для формирования качественного сигнала управления торможением автопоезда.

Однако этот недостаток в настоящее время устранен. Как видно из рис. 2, на котором автопоезд схематично представлен в виде остова *А* тягача и остова *Б* полуприцепа, где размещены датчики *1*, *5* и *9* измерения тормозных моментов (сил) и боковых реакций колес, датчики *2*, *6* и *8* приводов колесных тормозов, датчик *3* привода тягача и датчики *7* привода полуприцепа, звенья автопоезда, тягач и полуприцеп, связаны между собой шарниром *4*.

При торможении в контакте колес автопоезда возникают тормозные моменты (силы) и боковые реакции со стороны опорной поверхности, значения которых измеряются датчиками *1*, *4* и *8*. По данным измерения устанавливаются предельные значения сил $N = G_{т}\varphi_{ср}$, допускаемые в сцепном устройстве автопоезда. При этом максимальные значения тормозных моментов (сил) и боковых реакций ограничены условиями сцепления колес с опорной поверхностью, т. е. зависят от коэффициентов сцепления. Причем на эти коэффициенты в боковых направлениях влияют коэффициенты сцепления в продольных направлениях колес. Полное скольжение колеса относительно опорной поверхности, как показывают экспериментальные данные, характеризуются отрицательными знаками производных сил, действующих в контакте колес с опорной поверхностью.

Отрицательный знак производных сил в контакте колеса с опорной поверхностью представляет собой критерий формирования сигналов управления, при обнаружении которого выполняется автоматическое выключение/включение приводов колесных тормозов прицепа и тягача, т. е. осуществляется периодическое, в зависимости от знаков производных сил, разблокирование тормозящихся колес.

Кроме анализа знаков производных сил, с помощью датчика *3* сил, установленного в шарнирной связи *4,* непрерывно определяется и модуль силового взаимовлияния звеньев автопоезда.

Сущность способа регулирования процессом торможения автопоезда поясняет алгоритм (рис. 3) управле-

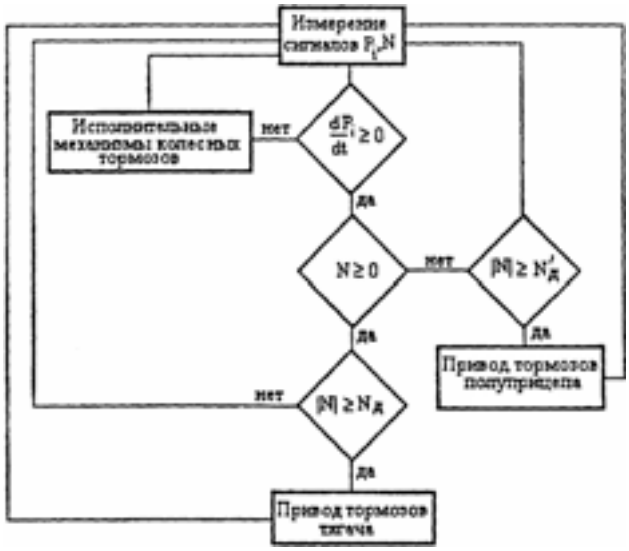


Рис. 3. Алгоритм управления торможением седельного автопоезда

ния (патент РФ № 2 229 140 С1, И 60 Т 8/52, БИ № 14 от 20.05.07, патент РБ 9589 С1, И 60Т 8/00, 30.08.07).

В процессе торможения с помощью датчиков *1*, *5* и *9* идет непрерывное измерение сил P_i в контакте колес с опорной поверхностью и вычисляются их производные. Если знак производной какой-либо силы, действующей на колесо автопоезда, меньше нуля, то подается команда на отключение привода соответствующего колесного тормоза, т. е. на разблокирование колеса. В последующем осуществляется анализ знака силового взаимодействия $N = G_т\varphi_{сц}$ звеньев поезда.

Если $N \geq 0$, то это означает, что имеет место силовое воздействие на тягач со стороны полуприцепа. Модуль $|N|$ силового воздействия на тягач не должен превышать значения $N_д = G_т\varphi_{сц}$, в противном случае возможен «наезд» полуприцепа на тягач. И первое в последующем повлечет за собой складывание звеньев. Причем вероятность складывания возрастает, если масса полуприцепа превышает массу тягача. Таким образом, если $|N| > N_{доп}$, то подается команда на отключение привода тормозов тягача, т. е. происходит разблокирование всех колес тягача.

Если $N \leq 0$, то имеет место раннее торможение полуприцепа (прицепа). В этом случае при возникновении значительного модуля растягивающего усилия также может возникнуть складывание звеньев автопоезда. Поэтому при $|N| < N'_д = G_т\varphi_{сц}$ тоже подается команда на отключение привода тормозов, но — полуприцепа. (Отметим, что $N_д$ и $N'_д$ могут быть и не равны между собой, так как массы тягача и полуприцепа различны; в идеале они должны быть по модулю близки к нулю.)

Автоматическое выключение/включение приводов тягача и полуприцепа совершается в течение всего процесса торможения автопоезда и прекращается при обнаружении положительных знаков производных сил в контакте колес с опорной поверхностью и при обеспечении в шарнирной связи установленных модулей сил, равных $N_д$ и $N'_д$.

Задача измерения сил взаимовлияния звеньев автопоезда решается путем использования электронного датчика сил, установленного в шарнире, связывающем звенья автопоезда.

УДК 629.11.012.5

Безопасные шины

Канд. техн. наук В.А. ГРУШНИКОВ, В.С. КАЛИНКОВСКИЙ
НИЦИАМТ НАМИ, НИИШП (8. 495. 603-91-10)

Рассмотрено влияние шин на свойства автомобиля. Основное внимание уделено вопросам активной безопасности. Приведены примеры конструктивного исполнения безопасных шин. Представлена новая концепция улучшения сцепных свойств шин.

Ключевые слова: *автомобиль, пневматическая шина, сопротивление качению, управляемость, разгонная и тормозная динамики, топливная экономичность, аквапланирование, выбросы вредных веществ, безопасность, внутреннее давление в шине.*

Grushnikov V.A., Kalinkovskiy V.S.
SAFETY TYRES

An overview of the influence of tires on vehicle properties has been given. Considerable attention has been devoted to active safety issues. Examples of design solutions of safety tires have been provided. A new concept of improvement of tire grip performance has been presented.

Keywords: *a vehicle, a pneumatic tire, rolling resistance, severability, accelerating and braking dynamics, fuel economy, aquaplaning, emission of harmful substances, safety, inflation pressure of tire.*

Шины — основной элемент конструкции, с помощью которого автомобиль взаимодействует с опорной поверхностью: они — его движитель. Именно они во многом определяют такие потребительские свойства автомобиля, как безопасность управления и торможения, его скоростные характеристики, экологическая безопасность и уровень комфорта для водителя и пассажиров, внешний шум и вибрации (способность «сглаживать» неровности дороги), топливная экономичность, стоимость, ресурс и ремонтопригодность.

Как видим, требований, выполнение которых зависит от качества автомобильных шин, довольно много. И все они в той или иной мере связаны с сопротивлением качению и сцепными свойствами. И это вполне объяснимо: исследованиями специалистов немецкого отделения транснационального шинного концерна «Данлоп» установлено, что уменьшение сопротивления качению на 3 % при годовом пробеге грузового автомобиля 150 тыс. км и среднем расходе топлива 30 л/100 км экономит его владельцу 1900 евро.

Сопротивление качению шины может определяться [1] регистрацией разных величин, в том числе температуры в разных ее точках и расчетом баланса мощности с учетом того, что к колесам подводится активная мощность $N_{пр}$ привода, а отводится мощность $N_т$ тяги с потерями $N_п$ на трение в подшипниках. Кроме того, мощность теряется и на преодоление аэродинамического сопротивления автомобиля ($N_в$), а в пятне контакта шины с дорожным покрытием возникают тепловые потери на трение (dQ/dt).

Таким образом, аппликативная свертка подводимой (со знаком «+») и отводимой (со знаком «−») мощностей соответствует изменению внутренней энергии (dE/dt). То есть $dE/dt = N_{пр} - N_т - N_п - N_в - dQ/dt$.

При постоянстве в течение определенного времени температуры шины это изменение энергии, очевидно, равно нулю. Тогда мощность $N_к$, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, что тоже очевидно, равна разности мощностей привода и тяги, т. е. $N_к = N_{пр} - N_т - N_п + N_в + dQ/dt$. Это позволяет с большой точностью определять сопротивления качению по измерению температуры протектора, боковины шины, обода колеса и дорожного полотна.

Не менее важное место в «табеле о рангах» требований занимает давление в шинах: при его снижении ниже предписанного производителем шин более чем на 75 кПа (0,75 кгс/см^2) резко возрастает риск потери управляемости [2]. Из-за этого ежегодно в мире выходят из эксплуатации 2,9 млн шин, излишне сжигается 3,9 млрд л топлива и дополнительно выбрасывается в атмосферу 9,2 млн т углекислого газа.

Дело еще в том, что от величины внутреннего давления зависит величина радиальной деформации шины — прогиб, который является источником ее «усталости». В связи с этим безопасность дорожного движения может быть значительно повышена систематическим диагностированием и мониторингом состояния шин, в первую очередь именно внутреннего давления в них. (По данным исследователей США, системы контроля давления в шинах прямого действия способны предотвратить ежегодно 79 смертей и 10 635 травм, а системы косвенного действия — на половину меньше.) Для этого фирма «Континенталь», например, предлагает в качестве опции оснастить шину датчиком давления и радиопередатчиком, которые при пробое шины и падении давления воздуха в ней передают предупреждающий сигнал водителю (на индикатор, установленный на приборной панели). Такой передатчик работает на частоте 2,45 ГГц, что снимает традиционную проблему электромагнитной совместимости и радиопомех.

Далее. В рамках своего жизненного цикла шина, как и любое другое техническое изделие, проходит все стадии, начиная с концепции и заканчивая утилизацией. В том числе стадии проектирования, изготовления опытных образцов, испытаний, доводки по требованиям автопроизводителей, изготовления серийных образцов и их эксплуатации. И каждая из этих стадий должна работать на одну конечную цель — повышение безопасности колесного транспортного средства и автомобильного движения в целом.

Такая возможность есть. Например, имеющиеся в распоряжении разработчиков методы оптимизации эксплуатационных характеристик шин позволяют [3] обеспечивать на самых разных этапах проектирования правильный выбор основных параметров конструкции и на протяжении всего этого процесса оценивать и контролировать характеристики ее эффективности — с тем, чтобы предъявить к испытаниям конструкцию, в идеале не требующую доводки.

И здесь огромную роль играют стендовые исследования и испытания: они незаменимы как в начале работы, при имитационном моделировании, так и в ее конце — при дорожных испытаниях, обеспечивая точность, воспроизводимость и адекватность условий дорожного нагружения. Причем в качестве стендового оборудования в настоящее время используются как традиционные барабанные стенды, привлекающие, главным образом, своей конструктивной простотой и относительной дешевизной. Они, к сожалению, из-за нехарактерного для обычной дороги пятна контакта шины с опорной поверхностью дают недостаточно точную картину процесса и не позволяют точно воспроизвести такие реальные условия, как температуры и качество сцепления шины с опорной поверхностью. Поэтому сейчас появились новые, более современные стенды — с плоским пятном контакта шин с дорогой. В частности, ленточные, имеющие электронное программное обеспечение, с помощью которых можно контролировать диаметр и ширину шины с точностью ±0,25 мм, скорость ленты беговой дорожки до 250 км/ч — с точностью ±1 км/ч, крутящий момент на колесе до 2,8 кН · м — с точностью ±20 Н · м, угол бокового увода до 30° — с точностью ±0,01 град., скорость поворота рулевого колеса до 50° — с точностью ±1° с, угол развала колес в диапазоне −12÷+ 45° — с точностью ±0,01°, скорость его регулирования до 5 град/с — с точностью ±0,1 град/с, нагрузку на колесо до 25 кН — с точностью ±1 %, регулирование окружной скорости колеса до 300 мм/с — с точностью ±3 мм/с, внутреннее давление в шине до 700 кПа (0,7 кгс/см^2) — с точностью ±3 кПа. Кроме того, параметры нагружения шины на ленточных стендах задаются со следующей точностью: продольная сила F_x — до 10 кН, боковая сила F_y — до 15 кН и опрокидывающий момент M_x до 10 кН · м — ±1 %, восстанавливающий момент M_z до 3 кН · м — ±5 Н · м, крутящий момент $M_к$ на колесе до 800 Н · м — ±20 Н · м.

На таком стенде шина «бежит» по высокопрочной стальной ленте, которая может быть покрыта слоем с разным поверхностным профилем.

Сопоставимость и сравнимость результатов измерений, выполненных на ленточном стенде, гарантируется наборами трех стандартных блоков ступенчатого вертикального нагружения (например, на стенде немецкой фирмы ЛАБГ это 0,8; 3,2 и 4,8 кН).

Цифры, приведенные выше, в комментариях, думается, не нуждаются.

Потребительские свойства шин улучшаются как эволюционными, так и принципиально новыми методами.

Первые реализуются в рамках традиционной концепции пневматической шины путем оптимизации ее конструктивных параметров и элементов (каркаса, брекера, бортовых колец и т. д.), т. е. совершенствованием рецептуры материала и рисунка протектора. Вторые — в рамках нетрадиционных концепций. И одна из последних — концепция безопасных шин. Согласно ей, производители ориентируются [4] главным образом на технологию «Ран-Флэт», обеспечивающую длительную стабильную безаварийную эксплуатацию автомобиля при механическом повреждении шины: создаются конструкции с самонесущими колесами, аварийными вставками и тому подобными устройствами — жесткими, резинометаллическими или резиновыми внутренними опорами, а также системы «шина—колесо», «шина в шине», шина атмосферного давления и т. д.

Так, при падении внутреннего давления в шинах с внутренней опорой именно опора ограничивает радиальный прогиб шины и воспринимает основную нагрузку на колесо; вариант «шина в шине» представляет собой шину с пневматическими эластичными вставками; самонесущая шина имеет высокую собственную жесткость или специальную конструкцию боковины, борта которой предотвращают соскальзывание с полок обода колеса; «шина—колесо» характеризуется закреплением бортовой части не на наружной, а на внутренней стороне Т-образного обода с охватом его снаружи; в колесе с шиной атмосферного давления резиновый протектор «держат» гибкие полиуретановые спицы; шина «каркасного» типа сохраняет работоспособность без избыточного внутреннего давления за счет замены нитей каркаса, работающих на растяжение, на упругие пружинящие проволоки, воспринимающие радиальную нагрузку.

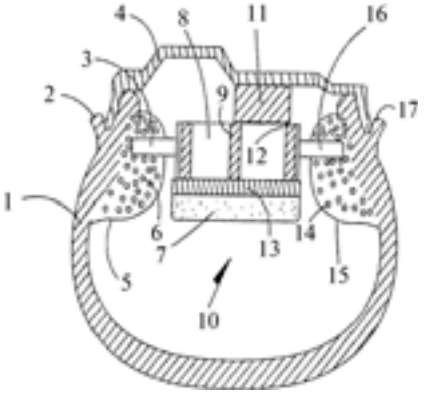


Рис. 1. Шины с аварийным вкладышем:
1 — боковина; *2* и *17* — наружный опорно-посадочный выступ бортовой закраины; *3* и *16* — цапфы аварийной опоры; *4* — обод колеса; *5* и *15* — внутренние наросты боковой закраины; *6* и *14* — армирующий наполнитель; *7* — эластичная накладка; *8* — аварийная опора; *9* и *12* — ребра жесткости; *10* — аварийный вкладыш; *11* — демпфирующая прокладка; *13* — жесткая опорная пластина

Эти конструкции безопасных шин и колес уже реализованы многими фирмами-производителями. Сравнительные испытания некоторых из них, выполненные немецким федеральным ведомством дорожного транспорта, показали, к примеру, что шины с аварийным вкладышем (рис. 1) типа «Ран-Флэт» с точки зрения динамики автомобиля не уступают стандартным с усиленными боковинами, а в пробитом состоянии обеспечивают хорошую устойчивость и управляемость, что стандартным шинам недоступно.

Выводы экспертов: потеря внутреннего давления в шине типа «Ран-Флэт» не приводит к аварийным последствиям, но для них необходимы системы контроля давления воздуха; контролируемым параметром должна быть аварийная скорость на контрольном пробеге в спущенном состоянии с 80 %-й номинальной нагрузкой на колесо; в качестве дополнительного критерия оценки при движении не только по прямой, но и по криволинейной траектории в режиме разгона—торможения следует использовать поперечное ускорение, при котором шина гарантирует отсутствие контакта обода колеса с дорожным покрытием; маркировка шины «Ран-Флэт» должна содержать информацию о протяженности и скорости аварийного пробега, а также символьную характеристику криволинейного движения в соответствии с Правилами № 30 ЕЭК ООН.

Сама аварийная вставка, судя по выполненным конструкциям (круглого или фасонного сечения [5], приспособленного к основанию обода колеса), может быть (рис. 2) целостной, изготовленной из эластичного полимера, сваренной из двух полимерных полуоболочек (верхней — упрочненной эластичной и нижней — пластифицированной твердой в основании и на полках обода), пустотелой или наполненной пенополимером.

Определенный интерес представляет и предложенная немецкой фирмой «Европласт Никаст» усовершенствованная противоаварийная трехкомпонентная опорная вставка — ротор с эластичной накладкой (рис. 3), которая обеспечивает продолжительное безаварийное движение автомобиля с адекватной управляемостью, возможностью простой подкачки шины и ее максимальной сохранности за счет снижения сопротивления качению.

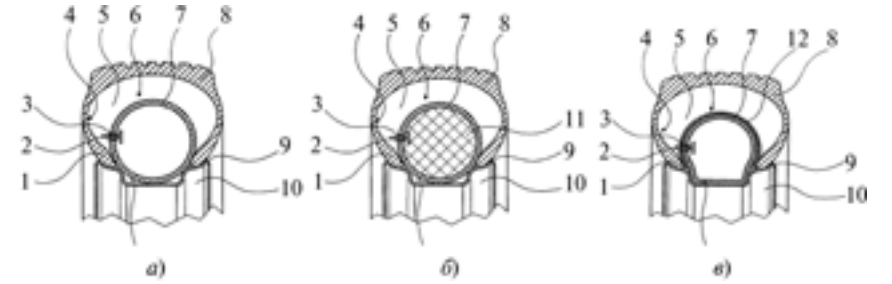


Рис. 2. Безаварийные шины с пустотелой (а), пенополимерной (б) и упрочненной (в) вставками:
1 — борт; *2* — устройство открывания вентиля; *3* — вентиль; *4* — боковина; *5* — внутренняя полость; *6* — внутренняя шина (аварийная вставка); *7* — эластичный полимер; *8* — шина; *9* — посадочная полка обода; *10* — обод; *11* — пенополимерный наполнитель; *12* — твердый пластифицированный полимер

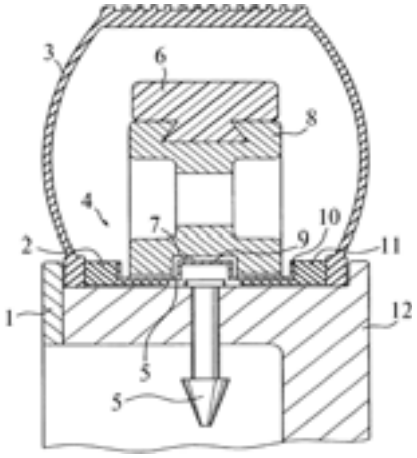


Рис. 3. Безаварийная шина с подкачкой и полимерной вставкой:
1 — стопорно-уплотнительное кольцо; *2* и *11* — распорная резиновая прокладка; *3* — колесо; *4* — вставка; *5* — вентиль; *6* — эластомерная накладка ротора; *7* — выемка ротора; *8* — основа ротора, выполненная из твердого полимера; *9* — выступ пальца статора, обеспечивающий подкачку шины; *10* — упор статора; *12* — обод

Конструкции безопасных шин создаются и у нас в стране. Например, в Братском ГУ разработаны пневматическая шина повышенного демпфирования (рис. 4, 5), колесо повышенной живучести (рис. 6) и шина с упругими деформируемыми спицами (рис. 7).

Первая из них повышает безопасность, снижает вибронагруженность и улучшает проходимость автомобилей при движении по неровным дорогам и бездорожью. Достигается это за счет разделения внутреннего объема шины на несколько полостей герметичными перегородками с перепускными клапанами в них, которые отслеживают и, при необходимости, быстро сбрасывают внутреннее давление воздуха из полостей, взаимодействующих с неровностями дороги, в соседние полости, расположенные за пятном контакта с дорожным покрытием. Вторая — благодаря установленной упругой спирали из полимерного материала, а также использованию цельнолитой шины с упругими деформируемыми спицами из полиуретана между внутренним посадочным и наружным ободьями.

Наряду с традиционными или почти традиционными решениями задачи совершенствования свойств шин не перестают появляться и оригинальные способы их оптими-

зации. К ним, в первую очередь, следует отнести предложенную [6] немецким изобретателем Р. Гейером новую системную концепцию улучшения сцепления шины автомобиля с дорожным покрытием, суть которой сводится к следующему: высокую безопасную разгонную и тормозную динамики и эффективность управления автомобилем изобретатель предлагает достигнуть с помощью специальной конструкции протектора и оптимизации условий сцепления шины с дорожным покрытием в пятне контакта, его подготовкой и реализуемыми пневмонасосом обдува и отсоса, а также арматурой отвода влаги.

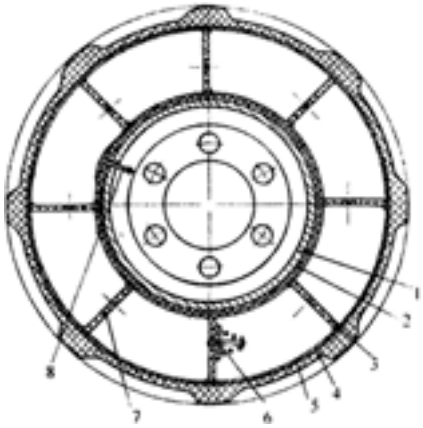


Рис. 4. Колесо с шиной повышенного демпфирования:
1 — диск с ободом; *2* — ободная лента; *3* — перегородка; *4* — камера; *5* — покрышка; *6* — клапан; *7* — перепускное отверстие; *8* — вентиль

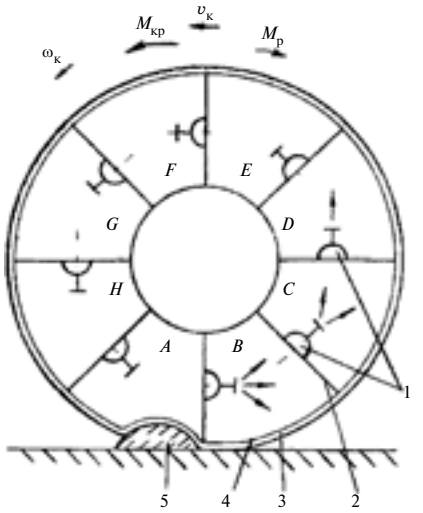


Рис. 5. Схема работы колеса с шиной повышенного демпфирования:
1 — клапаны; *2* — перегородка; *3* — покрышка; *4* — камера; *5* — дорожная неровность; *A—H* — полости камеры; $v_к$, $\omega_к$ — окружная и угловая скорости колеса; $M_{кр}$ и $M_р$ — крутящий и реактивный моменты

Пневмонасос до начала контакта участка шины с дорожным покрытием создает избыточное давление на выходе из отверстий протектора и обдувает участок дорожного покрытия, очищая поверхность, с которой встретится участок шины. Когда же данный участок шины окажется в пятне контакта, насос переходит в режим отсоса и через отверстия в протекторе всасывает влагу, очищая поверхность дороги от грязи и воды. Для оперативного переключения режимов работы пневмонасоса, а также разблокирования и заблокирования клапанов каналов в ободе, диске и оси колеса соединительной арматуре отвода необходим автоматически управляемый с учетом скорости вращения колеса электронный процессорный модуль.

Протектор шины и обод колеса рассматриваемой системы для выполнения своих функций оснащены несколькими каналами обдува дорожного полотна, полостями накопления и отвода отсасываемой с него влаги.

Наряду с оптимальной реализацией силы тяги и демпфирующей компенсацией неплоскостности контакта протектора шины с дорожным покрытием концепция Гейера направлена на решение и таких важных задач, как стабилизация неподрессоренной массы автомобиля при отсосе влаги, а также предотвращение аквапланирования при предварительном обдуве дорожного полотна и последующем отсосе и отводе влаги из пятна контакта протектора с дорожным покрытием. И то и другое способствует улучшению сцепных свойств шин, устойчивости транспортного средства против опрокидывания.

Кроме того, сама поверхность протектора шины, снабженная сообщающимися полостями и каналами, быстро высыхает. В отличие от довольно эффективного только на высокой скорости движения автомобиля спойлера, прижимающего его к дороге, система повышения шероховатости протектора шины и отвода влаги из пятна контакта протектора с дорожным покрытием эффективна при любой скорости. Она

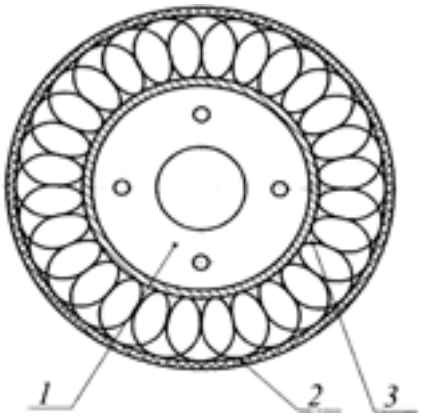


Рис. 6. Колесо повышенной живучести:
1 — обод; *2* — покрышка; *3* — полимерная спираль

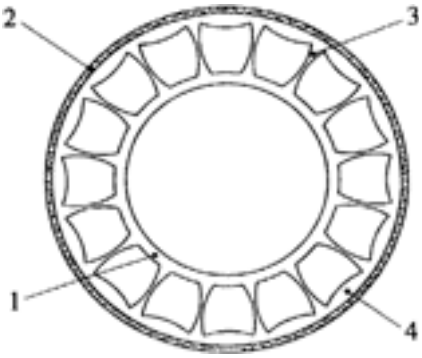


Рис. 7. Шина с упругими демпфирующими спицами:
1 — внутренний посадочный обод; *2* — резиновый протектор; *3* — упругая демпфирующая спица; *4* — наружный обод

позволяет отойти от прочно устоявшегося мнения о том, что только мягкие шины с неизбежной платой в виде повышенного износа могут обеспечить эффективную реализацию силы тяги.

Литература

1. Заявка на изобретение концерна AUDI AG (Германия) № 1020040111585.
2. Mutz-Leciers A. «Erst Denken — Dann Lenken» — Sicherheischeks: Ungenügender Reifendruck belastet die Umwelt unnötig // Gummibereifung. — 2009. — 85, N 4.
3. Бухин Б.П. Источники информации и направления развития. Механика и конструирование шин // Проблемы шин и резинокордных композитов, 2007 г. Восемнадцатый симпозиум. Том 1 // Научно-технический центр «НИИШП».
4. Mutz-Leclerk A. Neue Technologien und Rezepturen // Auto, Mot., Zubehör. — 2009. — 97, N 4.
5. Ellinger H., Owingen, Германия. Notlaufradvorrichtung. Аварийное устройство колеса. Заявка на изобретение N DE 10 2006 037 095 от 14.02.2008 г.
6. Griffigkeitsmaximierungsystes durch ansaugaktive Bereifung. Официально опубликованная заявка на изобретение N DE 10 2005 024 996.

УДК 629.1.072.5

Влияние потерь в амортизаторах на сопротивление качению автомобиля

Кандидаты техн. наук Е.В. БАЛАКИНА и Н.М. ЗОТОВ, Ю.Н. КОЗЛОВ

ВолгГТУ (8.8442. 23-00-76), НИЦИАМТ НАМИ

Получены зависимости и рассчитана величина дополнительного коэффициента сопротивления качению автомобиля при работе амортизаторов. Определена доля мощности, подводимой к ведущим колесам, рассеиваемая в амортизаторах. Описано влияние амортизаторов на расход топлива.

Ключевые слова: *колесная машина, амортизаторы подвески, дополнительный коэффициент сопротивления качению автомобиля, дополнительный расход топлива.*

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

INFLUENCE OF LOSSES IN SHOCK — ABSORBERS ON RESISTANCE OF ROLLING OF THE CAR AND THE CHARGE OF FUEL

Dependences are received and the size of additional coefficient of resistance of rolling the car is calculated at work of shock-absorbers. The share of the capacity brought to driving wheels, disseminated in shock-absorbers is calculated. Influence of shock-absorbers on the charge of fuel is described.

Keywords: *wheel machines, shock-absorbers of pendant, the additional coefficient of resistance of rolling the car, the additional charge of fuel.*

Амортизатор, гася колебания подрессоренной и неподрессоренных масс автомобиля, выполняет механическую работу. На нее тратится мощность, выработанная двигателем, что равноценно увеличению сопротивления качению автомобиля.

В связи с этим возникает ряд чисто практических вопросов. В частности, какова величина дополнительного сопротивления качению? Какая часть мощности, подводимой к ведущим колесам, рассеивается в амортизаторах? Как это влияет на расход топлива?

Попытаемся ответить на них. И для простоты изложения в качестве амортизаторов рассмотрим только те неупругие гасители, сила сопротивления которых пропорциональна скорости относительного перемещения их звеньев. Кроме того, в первом приближении примем, что кузов автомобиля неподвижен и находится в положении статического равновесия (зарезонансный режим АЧХ), качение колеса по опорной поверхности — безотрывное и каждую неровность этой поверхности можно описать синусоидой.

При таких допущениях работа $A_{T/4}$ амортизатора за одну четверть периода T колебаний колеса подсчитывается по формуле № 1 (табл. 1).

Характеристика амортизатора может быть записана, как известно, в виде формулы № 2. Теперь рассмотрим ее в предположении, что сила сопротивления амортизатора пропорциональна скорости $\dot{z}$ перемещения колеса в степени n, равной целому положительному числу.

Начнем со случая, когда сила сопротивления амортизатора пропорциональна первой степени скорости $\dot{z}$, т. е. $R_{\text{ам}_z}(\dot{z}) = r_z\dot{z}$. Тогда работу $A_{T/4}$ дает формула № 3, работу A_T за весь период колебаний колеса — формула № 4, а мощность, рассеиваемую амортизатором за этот период, — формула № 5.

Второй случай — сила сопротивления амортизатора пропорциональна второй степени скорости относительного перемещения его звеньев, т. е. $R_{\text{ам}_z}(\dot{z}) = r_z\dot{z}^2$. Тогда $A_{T/4}$ рассчитывается по формуле № 6, A_T — по формуле № 7 и $\Delta N_{\text{ам}_z}$ — по формуле № 8. Третий случай — общий, т. е. когда сила сопротивления амортизатора пропорциональна любой целой положительной степени скорости. Здесь вполне приемлемы формулы, аналогичные формулам № 3—5. С той лишь разницей, что в формуле № 3 показатель n равен единице или двум, тогда формула № 4 приобретает вид формулы № 9, а формула № 8 — формулы № 10.

Значения коэффициентов k_A и k_N, входящих соответственно в формулы № 9 и 10, приведены в табл. 2.

$\Delta N_{\text{ам}}$ представляет собой, как уже упоминалось, дополнительную мощность, которая расходуется автомобилем на преодоление части силы сопротивления качению, зависящей от неровностей дороги и наличия амортизатора. Отсюда дополнительный коэффициент сопротивления качению автомобиля от воздействия на амортизатор неровностей дороги можно найти по формуле № 11.

Значения коэффициента k_f, входящего в последнюю из формул, приведены в табл. 3.

Ясно, что при расчете силы сопротивления качению автомобиля к принятому (или расчетному) коэффициенту $f_{\text{ам}}$ необходимо добавлять $\Delta f_{\text{ам}}$.

Но есть и еще один случай, который нельзя не учитывать. Это когда сила сопротивления амортизатора пропорциональна не целой положительной степени скорости, а кратной 0,5.

Для него значение k_f подсчитывается по формуле № 13, выведенной на основе разложения функции $y = \cos^m(x)$ при нецелом положительном m, кратном 0,5, в ряд Маклорена с пятью первыми членами. (Правила вычисления интегралов от $\cos^{2m}$ и $\cos^{4m}$, где m кратно 0,5, общеизвестны.)

Величина $\Delta f_{\text{ам}_z}$ определяется подстановкой найденного выражения для k_f в формулу № 12, а умножение полученного значения $\Delta f_{\text{ам}_z}$ на $(m_1 g v_{\text{а}})$ дает $\Delta N_{\text{ам}_z}$.

По рассмотренной выше методике для автомобилей ВАЗ-2121 «Нива» снаряженной массой 1550 кг и ВАЗ-2110, у которого снаряженная масса 1400 кг, после аппроксимации характеристик $R_{\text{ам}_z} = r_z\dot{z}^n$ различных амортизаторов были определены значения дополнительного коэффициента сопротивления качению $\Delta f_{\text{ам}_z}$ от воздействия на амортизаторы неровностей дороги (табл. 4) при движении этих автомобилей по дороге с малоизношенным асфальтобетонным покрытием (высота неровностей $A_w = 0{,}018$ м; их длина $l_w = 0{,}8$ м, отношение высоты к длине — 0,0225, глубина выбоины $A_w = 0{,}015$ и ее длина $l_w = 0{,}5 \div 1$ м, число выбоин, приходящихся на 1 км, — 200 из среднего общего числа, равного 245; расположение неровностей — равномерное на 20 % участка дороги, а 80 % приходится на ровное

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$A_{T/4} = \int\limits_0^{T/4} R_{\text{ам}_z}(\dot{z})dz = \int\limits_0^{T/4} R\cos(\dot{z})\,\dot{z}\,dz$	$R_{\text{ам}_z}$ — характеристика (сил и сопротивления) амортизатора; z — ход колеса; t — время; $dz = \dot{z}\,dt$; $z = A_w\sin(\omega_w t)$; A_w — амплитуда возмущающего воздействия неровностей опорной поверхности; ω_w — частота этих воздействий; r_z — коэффициент сопротивления амортизатора; n — показатель степени
2	$R_{\text{ам}_z}(\dot{z}) = r_z\dot{z}^n$	—
3	$A_{T/4} = \int\limits_0^{T/4} r_z\dot{z}\,\dot{z}\,dt = r_z\int\limits_0^{T/4} A_w^2\,\omega_w^2\cos^2(\omega_w t)dt = r_z A_w^2\,\omega_w\int\limits_0^{T/4}\cos^2(\omega_w t)d(\omega_w t) =$ $= r_z A_w^2\,\omega_w\left[\left.\frac{\omega_w t}{2}\right\|_0^{T/4} + \left.\frac{\sin(2\omega_w t)}{4}\right\|_0^{T/4}\right] = r_z A_w^2\,\omega_w\left[\frac{2\pi}{T}\cdot\frac{T}{8} + \frac{\sin\left(2\frac{2\pi}{T}\cdot\frac{T}{4}\right)}{4}\right] =$ $= r_z A_w^2\,\omega_w\left[\frac{\pi}{4} + 0\right] = r_z\frac{\pi}{4}A_w^2\,\omega_w$	—
4	$A_T = r_z\pi A_w^2\,\omega_w$	—
5	$\Delta N_{\text{ам}_z} = \frac{A_T}{T} = \frac{r_z}{2}A_w^2\,\omega_w^2$	—
6	$A_{T/4} = \int\limits_0^{T/4} r_z\dot{z}^2\,\dot{z}\,dt = r_z\int\limits_0^{T/4} A_w^3\,\omega_w^3\cos^3(\omega_w t)dt =$ $= r_z A_w^3\,\omega_w^2\int\limits_0^{T/4}\cos^3(\omega_w t)d(\omega_w t) = r_z A_w^3\,\omega_w^2\left[\left.\sin(\omega_w t)\right\|_0^{T/4} - \left.\frac{\sin(3\omega_w t)}{3}\right\|_0^{T/4}\right] =$ $= r_z A_w^3\,\omega_w^2\left[\sin\left(\frac{2\pi}{T}\cdot\frac{T}{4}\right) - \frac{\sin\left(3\frac{2\pi}{T}\cdot\frac{T}{4}\right)}{3}\right] = r_z A_w^3\,\omega_w^2\left[1 - \frac{1}{3}\right] = \frac{2}{3}r_z A_w^3\,\omega_w^2$	—
7	$A_T = \frac{8}{3}r_z A_w^3\,\omega_w^2$	—
8	$\Delta N_{\text{ам}_z} = \frac{A_T}{T} = \frac{4}{3\pi}r_z A_w^2\,\omega_w^2$	—
9	$A_T = k_A r_z A_w^{n+1}\,\omega_w^n$	k_A — коэффициент, зависящий от n
10	$\Delta N_{\text{ам}_z} = k_N r_z A_w^{n+1}\,\omega_w^{n+1}$	k_N — коэффициент, зависящий от величины N
11	$\Delta f_{\text{ам}_z} = \frac{\Delta N_{\text{ам}_z}}{m_1 g v_{\text{а}}} = \frac{k_N r_z A_w^{n+1}\,\omega_w^{n+1}}{m_1 g v_{\text{а}}}$	m_1 — доля полной массы автомобиля, приходящаяся на одно колесо; $v_{\text{а}}$ — скорость автомобиля в м/с; $\omega = \frac{2\pi v_{\text{а}}}{l_w}$; l_w — длина волны неровностей дороги, м
12	$\Delta f_{\text{ам}_z} = k_f r_z N_{\text{а}}\frac{v_{\text{а}}^n}{m_1 g}\left(\frac{A_w}{l_w}\right)^{n+1}$	k_f — коэффициент, зависящий от величины n характеристики амортизатора и доли неровностей в общей длине участка дороги
13	$k_f = 2^m\pi^m\left[1 - \frac{m}{\pi}\int\limits_0^{T/4}\cos^{2m}(\omega_w t)d(\omega_w t) + \frac{m}{12\pi}(3m-2)\int\limits_0^{T/4}\cos^{4m}(\omega_w t)d(\omega_w t)\right]$	$m = n + 1$

Таблица 2

Параметр	Значение праметра				
n	0	1	2	3	4
k_A	1	π	8/3	$3\pi/4$	2
k_N	$2/\pi$	1/2	$4/3\pi$	3/8	$1/\pi$

Таблица 3

Параметр	Числовые значения				
n	0	1	2	3	4
k_f	4	$2\pi^2$	$32\pi^2/3$	$6\pi^4$	$32\pi^4$

Таблица 4

Амортизатор				ВАЗ-2121					ВАЗ-2110				
Модель	Страна-производитель	Место установки на автомобиле	Рабочий ход	r_z, Н/(м/с)^n	n	Погрешность аппроксимации	k_f	$\Delta N_{амz}$	r_z, Н/(м/с)^n	n	Погрешность аппроксимации	k_f	$\Delta N_{амz}$
«Монро»	Бельгия	Передний	Сжатие Отбой	546,131 2700,740	0,3510 0,4096	0,030 0,050	10,2	0,036	619,055 1023,920	0,5191 0,3029	0,050 0,050	9,4	0,04
		Задний	Сжатие Отбой	701,472 2630,260	0,4412 0,6238	0,020 0,060			507,435 1929,690	0,4120 0,4737	0,020 0,060		
«Кони»	Голландия	Передний	Сжатие Отбой	1712,740 6208,120	0,3779 0,9399	0,200 0,250	14,7	0,054	899,591 1297,120	0,1965 0,4430	0,200 0,040	8,1	0,07
		Задний	Сжатие Отбой	1927,430 1617,400	0,4881 1,0786	0,170 0,160			621,248 1694,910	0,3048 0,4971	0,100 0,030		
«Плаза»	Россия	Передний	Сжатие Отбой	888,967 3352,986	0,4022 0,7242	0,100 0,100	14,1	0,054	874,282 1715,090	0,7552 0,8721	0,028 0,050	17,9	0,07
		Задний	Сжатие Отбой	1057,300 3264,400	0,4912 0,9736	0,090 0,100			874,282 1715,090	0,7552 0,8721	0,028 0,050		
СААЗ		Передний	Сжатие Отбой	315,657 2294,650	0,2543 0,4358	0,010 0,170	7,7	0,022	564,195 1206,780	0,2921 0,3042	0,020 0,090	8,5	0,04
		Задний	Сжатие Отбой	429,304 2003,340	0,2976 0,4682	0,003 0,080			478,143 1711,710	0,4421 0,5507	0,020 0,050		
«Торгмаш» (для ВАЗ-2110)		Передний	Сжатие Отбой	— —	— —	—	—	—	1982,560 2743,420	0,6684 0,5018	0,090 0,060	16,3	0,05
		Задний	Сжатие Отбой	— —	— —	—			1430,000 3802,710	0,9794 0,8356	0,040 0,047		
«Ранчо» (для ВАЗ-2121)	США	Передний	Сжатие Отбой	416,423 1694,820	0,4936 0,3750	0,018 0,140	10,25	0,05	—	—	—	—	—
		Задний	Сжатие Отбой	623,287 1743,840	0,4162 0,5441	0,027 0,080			—	—	—	—	—

покрытие). Из предварительных расчетов установлено, что безотрывное качение колес рассматриваемых автомобилей по таким неровностям наблюдается при скоростях, не превышающих 10 м/с (36 км/ч).

Таким образом, при применении амортизаторов существующих конструкций в подвесках рассмотренных автомобилей коэффициент f сопротивления качению увеличивается в среднем на 0,02—0,05. И если средний f для легковой шины при движении по асфальту и асфальтобетону со скоростью $v_а$ до 20 м/с (72 км/ч) без учета неровностей дороги на этой скорости равен 0,013, то получается, что $f_z = 0{,}033 \div 0{,}063$. То есть при безотрывном качении колес автомобиля по малоизношенному асфальтобетонному покрытию со скоростью 10 м/с (36 км/ч) наличие четырех амортизаторов может увеличивать коэффициент сопротивления качению в несколько раз (в действительности эта цифра меньше из-за несинусоидальности профиля). Но, как известно, каждые 10 % роста сопротивления качению увеличивают расход топлива на 2 %. Следовательно, при движении автомобиля по синусоидальным неровностям амортизаторы существующих конструкций и принципы их работы могут давать перерасход топлива 20 % и более. То есть плата за комфорт, неповреждаемость грузов, увеличение ресурса подрессоренных и неподрессоренных масс АТС, по сути, достаточно велика. Поэтому появляющиеся в последнее время работы по усовершенствованию конструкций амортизаторов с исключением зон их неэффективной работы являются весьма актуальными.

УДК 331.361

Определение потребности в обучении технического персонала предприятий сервисного обслуживания

Канд. техн. наук К.И. РАЗГОВОРОВ

Владимирский ГУ (8.49222. 53-25-75)

В статье описывается методика, позволяющая определить фактическую потребность в обучении специалистов в зависимости от уровня их подготовки. Приводятся результаты внедрения разработанной методики в процесс автотехобслуживания.

Ключевые слова: *потребность в обучении.*

Ragovorov K.I.

SERVICE ENTERPRISES' TECHNICAL STAFF ACTUAL TRAINING NEED IDENTIFICATION TECHNIQUE

The article says about technique that enables to identify staff actual training need in terms of staff qualification. It gives the results of developed technique implementation in auto maintenance process.

Keywords: *enables to identify staff.*

Квалификация технического персонала — один из главных показателей эффективности системы функционирования любого предприятия, в том числе, естественно, и предприятий автотехобслуживания. Поэтому повышение данного показателя — прямой интерес предприятий. Причем интерес экономический: владелец автомобиля едет туда, где, как он уверен, все будет сделано на высоком уровне.

Но это внешняя сторона проблемы. Владелец, скажем, СТО должен знать фактическую потребность в обучении своего технического персонала. Потому что недоученность, как и «перенаученность», ведет к экономическим потерям. В связи с чем здесь на первое место выступает информация о профессиональной деятельности сотрудников.

Ее можно получить разными путями, но наилучшим, как показывает практика, следует считать анкетирование и тестирование, особенно второе. Вот на нем и остановимся.

Процесс тестового диагностирования специалистов включает, согласно теории [1], три этапа: получение информации об анкетируемых, ее обработка и обобщение с привязкой к определенному уровню. При этом как у нас, так и за рубежом существует пять общих требований к созданию тестовых заданий. Во-первых, на каждое из них должен быть только один правильный ответ; во-вторых, все его элементы располагаются на местах, фиксированных в рамках выбранной формы; в-третьих, задания одной формы группируются и предваряются стандартной инструкцией; в-четвертых, для каждого из них разрабатывается правило выставления дихотомической или политомической оценки; в-пятых, каждое из них должно быть достаточно кратким по форме предъявления и времени выполнения (не более 3—5 мин).

Таковы исходные соображения. При конкретном же построении диагностических тестов разной сложности целесообразно использовать следующие принципы.

Для обеспечения адекватности содержания тестов нужно привлекать экспертов с хорошими знаниями в различных областях. Их задача: определить, что именно должны знать тестируемые по конкретным направлениям обучения, и сформулировать соответствующие вопросы. Причем в зависимости от сложности этих вопросов должно быть, как минимум, четыре объективных теста. Первый: определение уровня знаний тестируемого по физике, механике, теории конструкционных материалов, химии, гидравлике, устройству автотранспортных средств. Второй: понимает ли он и может ли применять эти знания при проведении технического обслуживания и ремонта АТС. Третий: проверка навыков проведения регулировок и принципов диагностирования АТС. Четвертый: оценка понимания и способности распознавать тонкости устройства электрических и гидравлических схем, а также решение расчетных задач по определению характеристик рабочих процессов. Иначе говоря, тестирование должно ответить на чисто практический вопрос: готов ли конкретный специалист к работе с той автомобильной техникой, которая поступает в его предприятие от потребителей.

При любом тестировании возможно случайное угадывание правильного ответа. Чтобы это исключить, ответ тестируемого должен быть письменным и содержать обоснование точки зрения.

Второй принцип — калибровки тестов по сложности. Здесь нужно учитывать сложность (трудность) заданий (уровень трудности характеризуется мерой сложности, т. е. числом неправильных ответов при тестировании). Причем сложность тестовых заданий лучше всего определять эмпирически, путем опробования задания, с подсчетом доли неправильных ответов по каждому из них.

Согласно данному способу, всем вопросам тестов присваивался результирующий показатель q_i трудности (доля неправильных ответов), рассчитываемый по формуле $q_j = W_j/N$, в которой W_j — число неправильных ответов; N — число тестируемых.

Очевидно, что число q_j должно быть величиной заданной. При его расчете используется матричный анализ [2]. Если представить, например, что четверо тестируемых отвечают на три задания и что за каждый правильный ответ дается нулевой балл, а за непра-

вильный — единица, то результат тестирования можно представить в матрице $X_{4\times3}$:

$$X_{4\times3} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \end{bmatrix}.$$

Как видим, в данной матрице имеется четыре строки, что соответствует числу испытуемых, и три столбца — число заданий. Но матрицы могут быть и более объемными. Однако суть остается одной и той же: в матрице любого размера цифры отражают результаты взаимодействия множества испытуемых с множеством заданий.

После определения результирующей каждого задания и расчета среднеарифметической находится балл сложности, который отражает сумму всех элементов матрицы тестовых заданий. Причем для большинства тестов принято, что задания с баллами 1—4 считаются удовлетворительными, а те, которые пусть даже эффективнее в других отношениях, но со значением <1, должны быть отброшены.

Третий принцип — исключение заданий с низкой и отрицательной корреляцией. Их коррелируемость проверяется путем расчета коэффициента K_{ij} корреляции, который сравнивается с классическим коэффициентом r_{jy} корреляции Пирсона, по формуле $r_{xy} = \frac{SP_{xy}}{\sqrt{SS_x SS_y}}$, в которой $SP_{xy} = \Sigma(x_i - x)(y_i - y)$ — скорректированная на средние значения сумма попарных произведений X и Y, $SS_x = \Sigma(x_i - x)2$ — сумма квадратов отклонений баллов испытуемых от среднего арифметического балла, скорректированная на средние значения суммы попарных произведений X и Y, $SSy = \Sigma(Y_i - M_y)2$ — сумма квадратов отклонений тестовых баллов испытуемых от среднего арифметического балла (M_y) по всему тесту.

Для расчета r_{xy} формируется два вектора-столбца, один из которых — задание (X_j), второй — баллы (Y) трудности. Между значениями этих двух векторов и устанавливается мера связи, если таковая существует.

При проверке тестовых заданий в качестве критерия, для начала, используется сумма баллов испытуемых, полученная по всем заданиям пробного варианта теста. Символ j представляет номер коррелируемого задания, а символ Y — числовой вектор-столбец тестовых баллов испытуемых. Чем выше значение $r_{xy,}$, тем больше вероятность превращения задания в тестовую фору. Нулевая и отрицательная корреляции свидетельствуют об отсутствии у задания системных свойств, их устраняют из тестовых материалов как не выдержавшие эмпирической проверки.

Используя рассмотренную методику составления тестов, автор определил числовые критерии для механиков СТО Кузбасса, Красноярска и Новокузнецка при их тестировании в области гидравлики, электрики, устройства автомобиля, в частности двигателя, общих вопросов обслуживания АТС. Фрагмент расчетных данных об уровне подготовки механиков приведен в таблице.

Ф.И.О. кандидата, регион	Проверяемая область знания, уровень			
	общие знания	двигатель	электрика	гидравлика
Антонов В. А., Кузбасс	I	I	II	0
Авдубакиров Р. А., Кузбасс	I	I	II	II
Березовский А. Г., Красноярск	II	II	II	II
Бобров В. И., Красноярск	0	I	II	II
Емельянов А. С., Красноярск	I	II	II	II
Гладков А. П., Новокузнецк	II	II	II	II
Гришин А. А., Новокузнецк	II	II	II	II
Игольницин Е. В., Кузбасс	I	I	II	I
Ильичев К. Н., Новокузнецк	II	II	II	II
Конячин Е. Н., Кузбасс	I	I	II	0
Кузлякие А. В., Красноярск	II	II	II	II
Мальцев А. В., Новокузнецк	II	II	I	0
Машев В. Н., Красноярск	II	II	0	0
Мачалин С. В., Красноярск	I	I	II	II
Мигалин С. В., Новокузнецк	II	II	II	0
Мякишев А. А., Красноярск	II	II	II	II
Поликутин В. Г., Новокузнецк	II	II	II	II
Рубченко А. П., Кузбасс	II	II	II	II

Как видим, пятерым из механиков с «уровнем 0» нужен учебный курс по гидравлике, одному — по электрике, одному — по общим вопросам технического обслуживания. Затем, естественно, придется провести повторное их тестирование. Кроме того, необходимо сформировать группу механиков с «уровнем I» и пройти с ними учебный курс для перехода на уровень II и т. д.

Таким образом, в предлагаемой автором методике предусмотрено четыре уровня тестов, которые наиболее адекватно позволяют оценивать индивидуальные знания каждого тестируемого в исследуемых областях, выявлять необходимую потребность в обучении и назначать специализированные (тематические) курсы по повышению квалификации персонала в целом.

Литература

1. Общая психодиагностика. Основы психодиагностики, немедицинской коррекции и психологического консультирования / Под ред. А.А. Бодалева, В.В. Столина. — М.: Изд. Моск. ун-та, 1987. — 330 с.
2. Общая теория статистики: Статистическая методология в изучении коммерческой деятельности: Учебник / Башиной О.Э., Спирина А.А. — М.: Финансы и статистика, 2001. — 440 с.

УДК 681.3.06

Передвижные устройства для пуска автомобильных ДВС

Канд. техн. наук В.Ф. ЯКОВЛЕВ

Самарский ГТУ (8. 8846. 337-12-92)

Представлены результаты сравнения различных типов устройств для пуска автомобильных двигателей.

Ключевые слова: *батарея, двигатель, коленчатый вал, электрическое питание, суперконденсатор.*

Yakovlev V.F.

PORTABLE STARTERS FOR AUTOMOTIVE ENGINES

The paper presents results of the comparison of different types of portable starters for automotive engines.

Keywords: *battery, engine crankshaft, electric power supply, supercapasitor.*

Легко подсчитать, что энергии, запасенной в бортовой аккумуляторной батарее, вполне достаточно для нескольких десятков пусков автомобильного двигателя. Например, если взять батарею 6 СТ 55А, которой оснащается большинство легковых автомобилей малого класса, то ее энергоемкость составляет 2376 кДж, а для одного пуска двигателя рабочим объемом 3 л требуется всего лишь ~27 кДж. Но это при положительных наружных температурах. При наступлении же холодов картина резко меняется: пуск становится затруднительным, а иногда и просто невозможным. Все дело в том, что на пуск двигателя в холодную погоду отрицательно влияет целая комбинация факторов — плохая испаряемость топлива; увеличение необходимого для прокручивания коленчатого вала момента из-за загустевания масла, рост внутреннего сопротивления аккумуляторной батареи, что уменьшает ток стартера и развиваемый им момент. Поэтому специалисты предлагают различные способы, позволяющие снизить вредное влияние перечисленных факторов. Например, рекомендуют применять пусковые жидкости, улучшающие воспламенение топливовоздушной смеси; зимние сорта масла; подогреватели масла, охлаждающей жидкости и аккумуляторных батарей и т. п. Однако практика показывает, что наилучшие результаты все-таки дают источники дополнительной электроэнергии, т. е. пусковые устройства. Именно ими в последние годы оснащают свои гаражи и владельцы автотранспортных предприятий.

На возникший спрос, как и следовало ожидать, довольно быстро откликнулись предприятия, выпускающие сварочное оборудование: они наладили производство однофазных (рис. 1) и трехфазных понижающих трансформаторов, снабдив их выпрямителями переменного тока. Например, Новгородский завод электрооборудования освоил выпуск выполненных по данной схеме пусковых устройств Э-305 и Э-305К, изготовляя их в виде тележек, на которых смонтированы трансформатор, выпрямитель и коммутационная аппаратура. Однако у данного технического решения есть два существенных недостатка — большая масса низкочастотного трансформатора и неудобство пользования длинным кабелем, с помощью которого устройство подключается к источнику питания — электросети 220 В, 50 Гц. Поэтому многие АТП продолжают пользоваться либо самодельными пусковыми устройствами, состоящими из аккумуляторных батарей большой емкости, которые размещаются на тележке, либо покупными, более компактными современными их аналогами. Но такие устройства требуют довольно трудоемкого технического обслуживания (подзаряд, контрольные заряды—разряды и т. п.). Самым же компактным, легким и удобным средством хранения электрической энергии является суперконденсатор. Составленная из конденсаторных элементов, заключенных в герметичный корпус, батарея может иметь номинальное напряжение от нескольких единиц до сотен вольт. Включенный в электросеть автомобиля суперконденсатор вместе с аккумуляторной батареей способен обеспечить требуемые напряжение в бортовой сети и импульс тока в начальный период пуска двигателя. Более того, в этом случае можно использовать бортовые аккумуляторные батареи меньшей, чем обычно, емкости.

В России ведущим производителем суперконденсаторов и пусковых устройств на их основе является Курское ЗАО «ЭЛИТ». Здесь, в частности, выпускают переносные установки «Гарпун-Миди» и «Гарпун-М», предназначенные для пуска дизелей грузовых АТС и тракторов.

В СамГТУ тоже разработан вариант пускового суперконденсаторного устройства. Оно подключается (рис. 2) к бортовой аккумуляторной батарее G1 автомобиля на стоянке. При этом на корпусе устройства

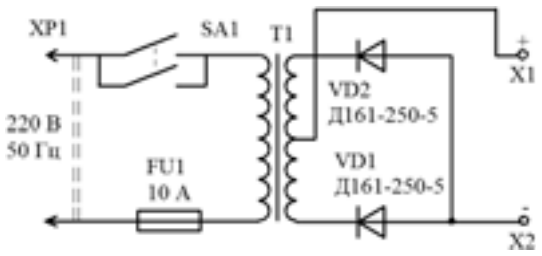


Рис. 1

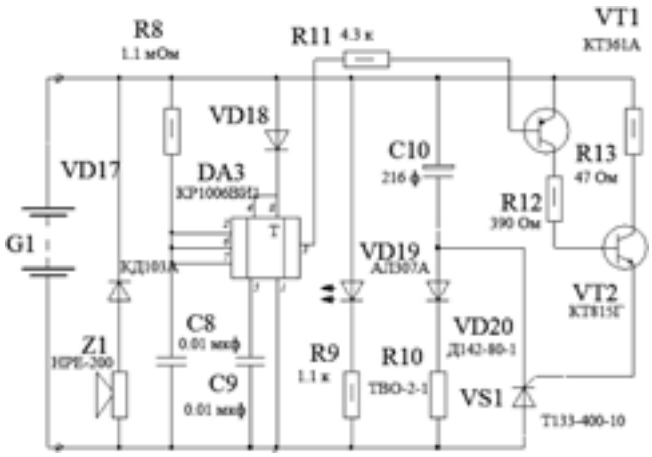


Рис. 2

Характеристика устройства	Тип устройства		
	трансформаторное	аккумуляторное	суперконденсаторное
Источник энергии	Сеть 380/220 В 50 Гц	Аккумуляторная батарея емкостью 44 А·ч для грузовых или 17 А·ч для легковых автомобилей	Конденсатор емкостью 210 Ф для грузовых или 160 Ф для легковых автомобилей
Габаритные размеры, мм	585 × 555 × 850 для грузовых или 215 × 265 × 320 для легковых автомобилей	513 × 360 × 190 для грузовых или 315 × 365 × 120 для легковых автомобилей	555 × 500 × 580 для грузовых или 250 × 200 × 200 для легковых автомобилей
Масса, кг	75 для грузовых или 25 для легковых автомобилей	25 для грузовых или 8 для легковых автомобилей	70 для грузовых или 9 для легковых автомобилей
Дополнительные функции	Сварочные работы, подзаряд аккумуляторов, питание постоянным током различных устройств	Сварочные работы или питание постоянным током различных устройств ограниченное время	Нет
Необходимость в обслуживании	Практически нет	Периодическое обслуживание	Нет

загорается светодиод VD19, подтверждая правильность включения. Суперконденсатор C10, если он разряжен, заряжается от бортовой сети через диод VD20 и токоограничительный резистор R10.

После подключения к аккумулятору начинает работать генератор, выполненный на интегральном таймере КР1006ВИ1 DA3. Его выходной сигнал проходит через согласующие транзисторы VT1 и VT2 и открывает тиристор VS1.

Таким образом, устройство и бортовая сеть выходят на режим «Готовность к пуску ДВС».

Когда оператор (водитель) поворачивает ключ зажигания, т. е. включает стартер, суперконденсатор C10 разряжается через открытый тиристор VS1, шунтирующий токоограничительный резистор R10, поставляя в цепь пуска недостаточную электроэнергию. Причем прямое падение напряжения на вентиле не играет существенной роли, так как при прокрутке коленчатого вала напряжение в бортовой сети автомобиля все равно ниже обычных 12 В.

При неправильном подключении выходов пускового устройства к аккумуляторной батарее (переполюсовка) к бортовой сети G1 подсоединяется зуммер Z1. При этом индикатор нормальной работы VD19, генератор и тиристор VS1 не включаются, поскольку полярность напряжения обратная, а суперконденсатор C10 защищен от заряда этим напряжением с помощью диода VD20. При коротком замыкании выходных клемм пускового устройства генератор импульсов тоже не работает, тиристор VS1 закрыт, разрядная цепь для суперконденсатора отсутствует.

При отключении пускового устройства бортовой аккумуляторной батареи существует разрядная цепь

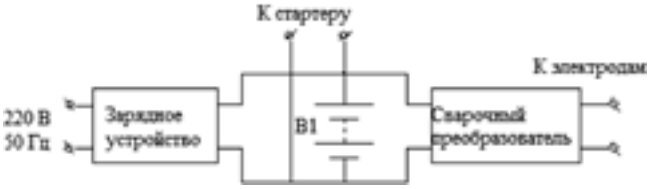


Рис. 3

от C10 через тиристор VS1, диод VD20 и генератор. Ток этой цепи намного меньше тока удержания тиристора VS1. Поэтому последний отключится в первой же паузе импульсного сигнала с генератора, разряд прекратится.

Основные характеристики рассмотренных пусковых устройств приведены в таблице.

Пусковое устройство — это источник электроэнергии, который можно использовать по прямому назначению только небольшую часть года. Чтобы эксплуатировать недешевое оборудование рационально, пусковые устройства, как видно из таблицы, стараются выпускать комбинированными, в виде пускозарядных, сварочно-пусковых, зарядно-питающих агрегатов. Для трансформаторных устройств такие комбинации реализуются наиболее удачно, так как необходимая энергия черпается в достатке из электросети. Энергозапас аккумуляторов, разумеется, ограничен, но и на их основе производятся полезные для потребителя комбинации. Так, переносное аккумуляторное сварочно-пусковое устройство Р-4 12/24 В (его структурная схема показана на рис. 3) позволяет варить без подзарядки до 15 мин.

Суперконденсаторы не применяются в подобных гибридных агрегатах, зато их встраивают в систему пуска автомобиля стационарно. Например, суперконденсатор 12ПП-15/0,002 фирмы «ЭЛИТ» емкостью 216 Ф имеет габариты 235×176×170, массу 11,5 кг и найти для него место на грузовом АТС — не проблема.

Таким образом, из сказанного можно сделать следующие выводы: АТС, предназначенные для эксплуатации в районах с холодной зимой, целесообразно оснащать системой пуска с суперконденсатором, что позволяет использовать аккумуляторы меньшей емкости; в гаражах и на автостоянках следует иметь аккумуляторные или трансформаторные пусковые устройства, а также не нуждающиеся в обслуживании суперконденсаторные; индивидуальным потребителям подойдут малогабаритные суперконденсаторные или аккумуляторные пусковые устройства с расширенными функциональными возможностями.

Автор данной статьи в свое время предложил при определении транспортной работы пользоваться не широко применяемой в настоящее время условной единицей «т · км», а единицей, которая точно отражает физический смысл этой работы — кВт · ч.

Большинство специалистов с таким подходом согласно. Однако некоторые из них высказывают опасение, что он усложнит технологию взаиморасчетов тех, кто оказывает транспортные услуги, с теми, кто их получает. Дело в том, что в расчетную формулу, по которой вычисляется транспортная работа, входит коэффициент сопротивления движению автомобиля, определить который довольно сложно.

Редакция обратилась к автору предложения с просьбой дать пояснения.

УДК 629.1.072.5

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук П.П. ЕВСЕЕВ

По своему существу коэффициент ψ сопротивления движению автомобиля по дороге должен выражаться формулой № 1 (см. таблицу). При этом следует подчеркнуть, что он — совокупный. Его величина зависит от большого числа различных факторов: качества дороги; материала и конструкции шин, а также от их состояния; скорости движения автомобиля. Кроме того, во время его движения шины, как правило, деформируются, т. е. отдельные их части, взаимодействуя с дорогой, прогибаются, внутри их материала возникает трение. Возникает оно и между деталями подвески при ее деформации.

Все эти факторы, действительно, затрудняют определение ψ аналитическим путем, что и вынуждает прибегать к экспериментам. Причем методов определения ψ известно много. Но все они довольно сложные.

Однако выход здесь есть: он — в измерении затрат двигателя, т. е. расхода топлива автомобилем. Для этого на борту автомобиля достаточно иметь аппаратуру, способную регистрировать, обсчитывать итоговые (средние) значения четырех показателей функционирования автомобиля — путь S, пройденный автомобилем, продолжительность T движения, среднее значение скорости $v_{ср}$ и среднее значение положения $\alpha_{ср}$ органа подачи топлива. Причем вычисление первых трех показателей (формулы № 2) никаких затруднений не вызывает. Что же касается определения $\alpha_{ср}$, то здесь можно применить специальное устройство, одна из возможных схем которого приведена на рис. 1.

Как видим, в нее входят два элемента: датчик и интегратор. В качестве датчика рекомендуется использовать обычный потенциометр, снабженный ползунком, механически связанным с дроссельной заслонкой.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\psi = \frac{F_к}{mg} = \frac{F_к v_а \cdot 10^{-3}}{mgv_а \cdot 10^{-3}} = \frac{N_к}{mgv_а \cdot 10^{-3}} = \frac{N_е \eta_{тр}}{mgv_а \cdot 10^{-3}}$	$\psi = \psi_д + \psi_в$ — коэффициент сопротивления движению автомобиля; $\psi_д = f \pm i$ — коэффициент сопротивления дороги; f — коэффициент сопротивления качению; i — дорожный уклон; $\psi_в = W_в v_а^2$; mg — коэффициент сопротивления воздуха; $W_в$ — фактор обтекаемости; $v_а$ — скорость движения автомобиля; $m = m_а + m_г$ — полная его масса; $m_а$ — собственная его масса; $m_г$ — масса груза; g — ускорение свободного падения; $F_к$ — сила тяги, приложенная к ведущим колесам; $N_к$ — мощность, приложенная к ним; $N_е$ — эффективная мощность двигателя; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии
2	$S = \int_0^T v dt;\ T = \int_0^T dt;\ v_{\alpha_{ср}} = \frac{S}{T};\ \alpha_{ср} = \int_0^T \alpha dt$	v — мгновенное значение скорости автомобиля; α — мгновенное значение положения органа подачи топлива
3	$\alpha_{ср} = \frac{Ц \cdot K \cdot M_{имп}}{T}$	$Ц$ — цена одного импульса; K — коэффициент согласования между положением α органа подачи топлива и напряжением U_2
4	$\alpha_{ср} = \frac{0{,}4 M_{имп}}{T}$	—
5	$n_{ср} = \frac{60 i_{тр} v_{ср}}{2\pi r_к}$	$r_к$ — радиус качения колеса
6	$\psi_{ср} = \frac{q\rho\eta_{a_{су}} G_{m_{ср}}}{mgv_{ср} \cdot 10^{-3}}$	q — удельная теплота сгорания топлива; ρ — его плотность; $\eta_{a_{су}} = \eta_е \eta_{тр}$ — КПД автомобильной силовой установки; $\eta_е$ — эффективный КПД двигателя; $G_{m_{ср}}$ — средний часовой расход топлива, зафиксированный бортовым расходомером
7	$A_г = \frac{10^{-3}}{3{,}6} m_г g \psi_{ср} S;\ N_г = \frac{A_г}{T};\ \eta_{АТС} = \frac{A_г}{Qq\rho}$	Q — количество топлива, израсходованное на маршруте

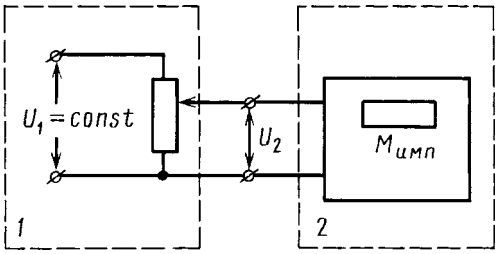


Рис. 1. Схема устройства для измерения положения органа подачи топлива:
1 — датчик; *2* — интегратор

К входу потенциометра подключено стабильное постоянное напряжение U_1, а с его выхода снимается напряжение U_2, пропорциональное величине α, которое затем подается к интегратору.

Интегратор же представляет собой преобразователь напряжения U_2 в импульсы, частота следования которых прямо пропорциональна напряжению U_2. При этом интегратор должен быть снабжен счетчиком импульсов $M_{имп}$. Схемы подобных интеграторов известны [1].

При наличии интегратора в устройстве связь между средним значением $\alpha_{ср}$ положения органа топливоподачи и числом импульсов $M_{имп}$, выработанных интегратором и зарегистрированных счетчиком импульсов за время T движения автомобиля, будет выражаться формулой № 3.

Допустим, что интегратор настроен таким образом, что один импульс соответствует 0,04 В. Тогда цена $Ц$ одного импульса составит 0,04 В. Если принять, что U_{2max} = 10 В и $\alpha_{ср}$ = 1,0, то коэффициент K согласования между углом α поворота дроссельной заслонки и напряжением U_2 будет равен 10 В (K = 10/1 = 10 В).

Подставив значения $Ц$ = 0,04 В и K = 10 В в формулу № 3, получим формулу № 4.

Предположим, что автомобиль двигался в течение 1 ч (T = 3600 с). При этом было зафиксировано, что интегратор выработал 3600 импульсов. Тогда $\alpha_{ср}$ = 0,4.

Пусть, далее, мы имеем дело с легковым автомобилем ГАЗ-24 и в результате его проезда по заданному маршруту было зафиксировано: $v_{ср}$ = 25 м/с и $\alpha_{ср}$ = 0,4. При этом его движение было установившимся и осуществлялось на прямой передаче ($i_{тр}$ = 4,1). Определим среднюю частоту $n_{ср}$ вращения коленчатого вала его двигателя, воспользовавшись известной формулой № 5 и приняв $r_к$ = 0,33 м. Она составляет 2970 мин$^{-1}$.

Зная это, по семейству скоростных характеристик двигателя (рис. 2), при $n_{ср}$ = 2970 мин$^{-1}$ и $\alpha_{ср}$ = 0,4 мощность $N_{e\ ср}$ должна составить 34,8 кВт. Если принять КПД трансмиссии $\eta_{тр}$ = 0,88, то средняя мощность $N_{к\ ср}$, приложенная к ведущим колесам, будет равна 30,62 кВт.

Для автомобиля ГАЗ-24 можно принять: m = 1825 кг, $m_г$ = 400 кг. Тогда $\psi_{ср}$ = 0,068.

Поставленную задачу можно решить и методом, предложенным В.С. Устименко и Н.А. Титовым [2]. Но все-таки лучше не этим методом, а по формуле № 6.

Автомобиль должен проезжать заданный маршрут в оптимальном режиме. Применительно к ГАЗ-24 для такого режима можно принять q = 12,22 кВт · ч/кг; ρ = 0,74 кг/л; $\eta_{а\ су} = \eta_e \eta_{тр}$ = 0,23 · 0,9 = 0,207; m = = 1825 кг; $m_г$ = 400 кг. И если, допустим, в результате проезда было получено, что $G_{ср}$ = 18,27 л/ч, $v_{ср}$ = = 21,11 м/с, то $\psi_{ср}$ = 0,09.

Аналогичным образом следует поступать и при рассмотрении любого другого автомобиля. Так, по данным работы [3], в случае оптимального режима движения грузового автомобиля ЗИЛ-431410 можно принять: q = 12,2 кВт · ч/кг; ρ = 0,74 кг/л; $\eta_{тр}$ = 0,86; $\eta_{а\ су} = \eta_e \eta_{тр}$ = 0,285 · 0,86 = 0,245; m = 10 729 кг; $m_г$ = = 6 131 кг. И если результаты проезда этого автомобиля показали, что $G_{ср}$ = 27,17 л/ч, $v_{ср}$ = 20 м/с, то $\psi_{ср}$ = 0,0285.

Из сказанного напрашивается очень важный вывод: на одном и том же маршруте для разных автомобилей $\psi_{ср}$ будут разными.

Следует подчеркнуть, что в условиях эксплуатации конкретного автомобиля главное не сама величина $\psi_{ср}$, а итоговый полезный результат проезда автомобиля по заданному маршруту, т. е. выполненная им перевозочная (полезная) работа $A_г$, производительность перевозки полезного груза (полезная мощность $N_г$) и КПД $\eta_{АТС}$ автомобиля как транспортного средства. Подсчитываются они по формулам № 7.

Допустим, что автомобиль ГАЗ-24 совершил проезд в оптимальном режиме, для которого можно принять $\psi_{ср}$ = 0,09; $m_г$ = 400 кг. С помощью бортовой аппаратуры были получены следующие величины: S = 95 км; T = 1,25 ч; Q = 22,84 л. Тогда $A_г$ = 9,32 кВт · ч; $N_г$ = = 7,46 кВт; $\eta_{АТС}$ = 0,045.

Так же следует поступать и применительно к ЗИЛ-431410. Допустим, что этот автомобиль проезжал маршрут в оптимальном режиме ($\psi_{ср}$ = 0,0285; $m_г$ = = 6131 кг). При этом бортовая аппаратура показала, что S = 90 км; T = 1,25 ч; Q = 33,96 л. Тогда $A_г$ = = 42,85 кВт · ч; $N_г$ = 34,29 кВт; $\eta_{АТС}$ = 0,145.

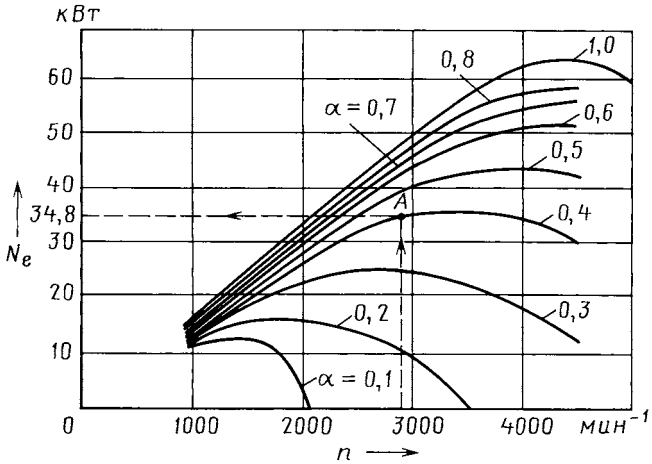


Рис. 2. Зависимость эффективной мощности двигателя автомобиля ГАЗ-24 от частоты вращения коленчатого вала и положения дроссельной заслонки карбюратора

Здесь следует обратить внимание на то, что при одинаковых подходах к оценке итоговых результатов проезда двух автомобилей по заданному маршруту КПД грузового автомобиля значительно превосходит КПД легкового автомобиля. Это и понятно: $m_{г1} = 0{,}22m_1$, а $m_{г2} = 0{,}57m_2$.

В заключение надо отметить, что в свое время (в 1995 г.) в рамках выполнения научно-технической программы «Топливо» ГосавтотрансНИИпроектом Минтранса Украины для решения рассмотренного выше метода был разработан и предложен для установки на автомобили, работающие на бензине, бортовой указатель мгновенного расхода топлива (УМРТ) в комплекте с датчиком расхода топлива. Однако с его помощью оценить итоговый результат проезда автомобиля по маршруту не удалось. В связи с этим было признано целесообразным применять УМРТ в комплекте с серийно выпускаемым московским НПП «Гелиос» бортовым маршрутным компьютером «Гелиос», укомплектованным датчиками расхода топлива и скорости движения автомобиля. Оказалось, что в такой комплектации предлагаемое изделие способно не только регистрировать мгновенный расход топлива и отображать его на соответствующем индикаторе, но и регистрировать и выводить на дисплей компьютера значения продолжительности движения, пройденного пути, суммарного расхода топлива, а также вычислять и отображать среднюю скорость проезда по маршруту. Но, к сожалению, по известным причинам эта разработка не была доведена до ее логического завершения. И теперь эксплуатационники (потребители автомобильной техники), понимая важность контроля и оценки функционирования автомобиля, сами пытаются решить данную проблему. Но — безрезультатно. Вывод очевиден: решать эту проблему нужно на промышленной основе. Иными словами, оснащать автомобили такими устройствами должны сами автозаводы, т. е. те, кто создает автомобильную технику. Пора, наконец, разорвать порочный круг «нет спроса, поскольку нет предложения, но и нет предложения, поскольку нет спроса».

Литература

1. Алексеенко А.Г. и др. Применение прецизионных аналоговых микросхем. — М.: Радио и связь, — 1985.
2. Устименко В.С., Титов Н.А. Способ точного определения коэффициента сопротивления движению АТС // Автомобильная промышленность. 1999. № 3. — С. 24—27.
3. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника проектирования транспортных машин. Уч. пособие. Харьков. ХНАДУ. 2004.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.785.363 (088.8)

Термическая обработка стальных заготовок под холодную пластическую деформацию

Д-р техн. наук В.И. АСТАЩЕНКО, канд. техн. наук А.И. ШВЕЁВ, Т.В. АСТАЩЕНКО, И.М. РОДЬКИН, И.А. ШВЕЁВ

ИНЭКА (8.8552. 39-71-40)

Представлены результаты исследования структуры и свойств низкоуглеродистых легированных сталей после различных видов разупрочняющей термической обработки. Предложен способ отжига заготовок для получения низкой твердости и благоприятной структуры стали для деталей, изготавливаемых методом холодного выдавливания.

Ключевые слова: *стальные заготовки, пластическая деформация, холодное выдавливание, микроструктура, твердость.*

Astashchenko V.I., Shveyov A.I., Astashchenko T.V., Rodkin I.M., Shveyov I.A.

THERMAL PROCESSING OF STEEL PREPARATIONS UNDER COLD PLASTIC DEFORMATION

Results of research of structure and properties the alloyed steels after various kinds strengthen thermal presented.
The way roasting preparations for reception of low hardness and favorable structure of a steel for the details made by a method of cold expression is offered.

Keywords: *steel preparations, plastic deformation, cold expression, a microstructure, hardness.*

Изготовление деталей машин методами холодной пластической деформации (выдавливание, штамповка, высадка и т. д.) позволяет успешно решать вопросы экономии топливно-энергетических и материальных ресурсов. В большинстве случаев коэффициент использования металла превышает 90 %, резко снижается или полностью отпадает необходимость в последующей механической обработке, а также формируется благоприятная и так необходимая для тяжело нагруженных деталей сложной геометрической формы текстура деформации.

Но к применяемым для холодного выдавливания сталям предъявляются особые требования и в первую очередь — по структуре и твердости: высокая пластичность таких сталей достигается только при наличии ферритно-перлитной структуры и твердости, не превышающей 150 НВ[1]. Кроме того, в заготовках не допускается присутствие грубопластинчатого перлита, а также структурных составляющих типа бейнит, тростит и мартенсит. Загрязненность же оксидами, силикатами, нитридами и другими неметаллическими соединения-

[1] Долженков И. И. Сфероидизация карбидов в стали. М.: Металлургия, — 1984.

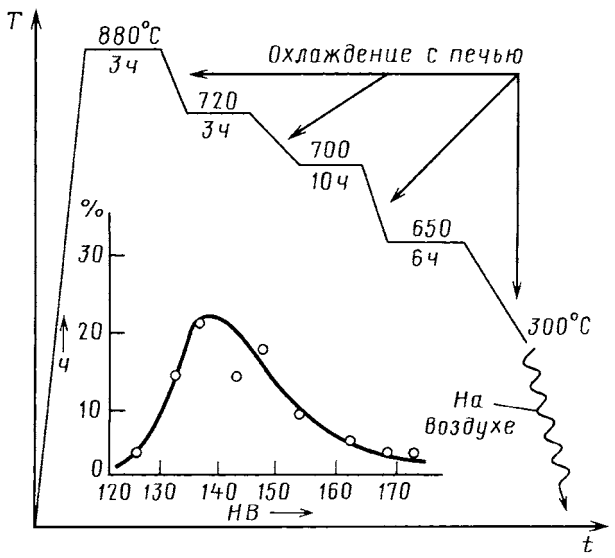


Рис. 1. Технологические процессы отжига стали 12ХН3А и зависимость частости ее твердости от температуры отжига

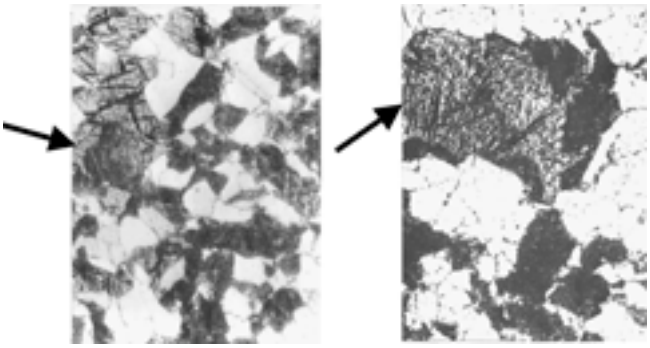


Рис. 2. Микроструктура стали 20ХГНМТА (стрелками отмечены мартенситные составляющие)

ми не должна превышать 1 балла по ГОСТ 1778, а расслоений, рыхлот, раковин и шлаковых выключений не должно быть совсем. Обязательным и доминирующим условием является наличие не менее 80 % зернистого перлита в общей доле перлитной составляющей, размер его не должен превышать 30 мкм (≈7 баллов).

Несмотря на целесообразность и экономическую обоснованность рассматриваемой технологии, трудности изготовления деталей по ней все же есть, особенно в случаях, когда разовая степень деформации стали в холодном состоянии составляет 40 % и более. Это вынуждает проводить дробную, с межоперационным отжигом для снятия напряжений и рекристаллизационными процессами, деформацию, что резко увеличивает расход топливно-энергетических ресурсов, повышает трудоемкость изготовления и себестоимость деталей.

Чтобы устранить перечисленные недостатки, авторы поставили перед собой цель разработать такую технологию термической обработки низкоуглеродистых легированных сталей, предназначенных для холодной деформации, которая обеспечивала бы гарантированно стабильное формирование благоприятной их структуры и свойств.

И такая возможность вполне реальна.

Производственный опыт и лабораторные исследования показывают, что трудности в обеспечении требуемых свойств сталей под холодное выдавливание связаны, главным образом, со значительными колебаниями содержания химических элементов даже в пределах марочного состава, а также неоднородностью строения сплава, объясняемой различием способов его выплавки, раскисления и разливки. Например, если при выплавке стали используется металлолом, она, как правило, наследует химические элементы, не учитываемые нормативными документами, но оказывающие существенное влияние на устойчивость аустенита при его распаде на ферритоцементную смесь и сфероидизацию карбидной фазы. Более того, установлено, что в таких широко применяемых в автомобилестроении сталях, как 20ХГНМТА, 15ХГН2ТА и 12ХН3А, содержание даже обязательных химических элементов от партии к партии может различаться (табл. 1) в 3 раза и более. Применяемый же в настоящее время способ термической обработки данных сталей не обеспечивает стабильного получения структуры и твердости рекомендуемых заготовок под холодную пластическую деформацию. Доказательство тому — рис. 1, на котором графически изображен этот способ отжига стали 12ХН3А и зависимость частости *r* получаемой твердости.

Немаловажную роль в формировании свойств рассматриваемых сталей играют химическая и структурная микронеоднородности, а также другие ликвационные проявления, наследуемые стальными заготовками от технологий металлургического производства, — раскисления, кристаллизации и т. д. Причем надо иметь в виду, что для многих марок сталей ликвации неизбежны и что они создают различную степень легированности, а значит, и степень устойчивости аустенита в микрообъемах. Пример — рис. 2, на котором показана микроструктура стали 20ХГНМТА после изотермического отжига заготовок: на фоне ферритно-перлитной структуры довольно четко просматривается присутствие мартенситной составляющей.

Таблица 1

Сталь	Колебания (K_{max}/K_{min}), химического элемента, раз									
	C	Mn	Cr	Si	Ni	Mo	Ti	S	P	Cu
20ХГНМТА (294 плавки)	1,41	1,19	1,39	2,00	1,37	1,42	4,00	13,10	1,82	—
15ХГН2ТА (312 плавок)	2,05	1,69	1,67	3,00	1,37	5,21	2,92	3,00	1,67	—
12ХН3А (174 плавки)	2,00	1,67	1,42	1,94	1,31	2,14	2,00	2,80	1,75	2,50

Таблица 2

Номер режима	Схема термической обработки	Микроструктура	Размер зерна, мкм	Твердость, НВ
1	650° С; ОП	П + Ф $П_{зерн}$ < 40 % $П_с$ < 40 %	0,042—0,060	166—170
2	880° С; ОВ3 (ОВ3); 650° С; ОВ3	П + Ф $П_{зерн}$ < 80 %	0,017—0,026	187 (159)
3	780° С; ОВ3 (ОВ3); 650° С; ОВ3	П + Ф $П_{зерн}$ < 80 %	0,018—0,069	197 (143)
4	880° С; ОВ3; 650° С; ОВ3	П + Ф $П_{зерн}$ < 80 %	0,017—0,028	159
5	780° С; ОВ3; 620° С; ОВ3	П + Ф $П_{зерн}$ < 80 %	0,021—0,067	159
6	780° С; ОП; 650° С; ОВ3	П + Ф $П_{зерн}$ > 80 %	0,019—0,064	149—153
7	880° С; ОП; 650° С; ОВ3	П + Ф $П_{зерн}$ > 80 %	0,016—0,022	149—153
8	880° С; 650° С; 620° С; ОП; ОВ3	П + Ф $П_{зерн}$ > 85 %	0,014—0,021	146—149
9	780° С; 650° С; 620° С; ОП; ОВ3	П + Ф $П_{зерн}$ > 85 %	0,017—0,038	146—149

Примечания: ОП — охлаждение с печью, ОВ — охлаждение в воде, ОВз — охлаждение на воздухе, П — перлит, Ф — феррит, $П_{зерн}$ — перлит зернистый, $П_с$ — перлит сорбитообразный.

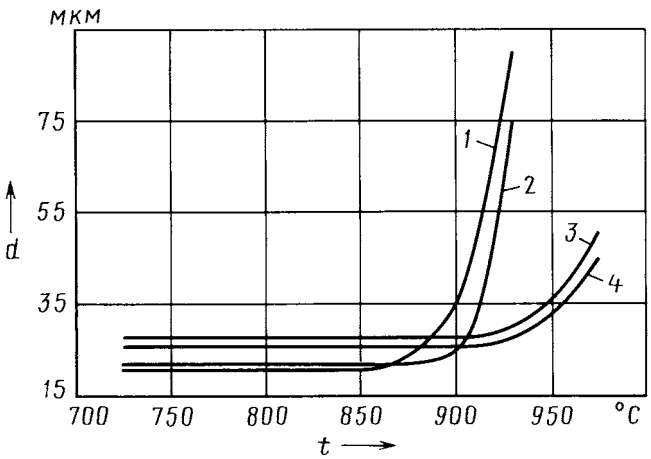


Рис. 3. Зависимость размера зерна от температуры и марки стали:
1 — 12Х2Н4А; *2* — 12ХН3А; *3* — 15ХГН2ТА; *4* — 20ХГНМТА

Приведенные факты говорят о том, что разупрочняющие технологии должны учитывать не только колебания химических элементов в пределах марочного состава, но и ликвационные проявления в отдельно взятых плавках стали.

Чтобы получить такую технологию, авторы провели серию исследований, в ходе которых опробировали различные режимы термообработки стали 12ХН3А. При этом в исходном состоянии твердость данной стали составляла 187 НВ, размер зерна соответствовал 0,042÷0,060 мм (~5—6 балл по ГОСТ 5639).

Установлено (табл. 2), что отжиг при 923 К (650 °С) несколько снижает твердость стали и частично обеспечивает сфероидизацию цементита в ней. При температуре аустенитизации (1153 К, или 880 °С) стабильно наблюдается ее мелкозернистое строение. Однако дальнейшее повышение температуры отжига вызывает рост зерна.

Примерно так же ведут себя и другие стали рассматриваемого класса (рис. 3). Причем наибольшую сопротивляемость к перегреву показывают стали, легированные тугоплавкими элементами — молибденом и титаном.

Условия охлаждения после аустенитизации влияют на твердость стали после ее высокотемпературного отпуска: большие значения твердости наблюдаются у стали, предварительно прошедшей охлаждение в воде (ОВ) после аустенитизации. Охлаждение на воздухе (ОВз) или вместе с печью (ОП) показали ее идентичную, в пределах 159 НВ, твердость.

Из приведенных в табл. 2 видов термообработки предпочтение отдается изотермическому отжигу: наилучшие результаты по контролируемым показателям (твердости, размеру зерна и морфологии перлита составляющей) получены при температуре аустенитизации 1153 К (880 °С) и изотермической выдержке не при постоянном, а при двухступенчатом изменении температуры (см. табл. 2, режим 8).

Обоснованность такой технологии для стали 12ХН3А подтверждается получением ее мелкозернистого строения, низкой твердостью, полным завершением распа-

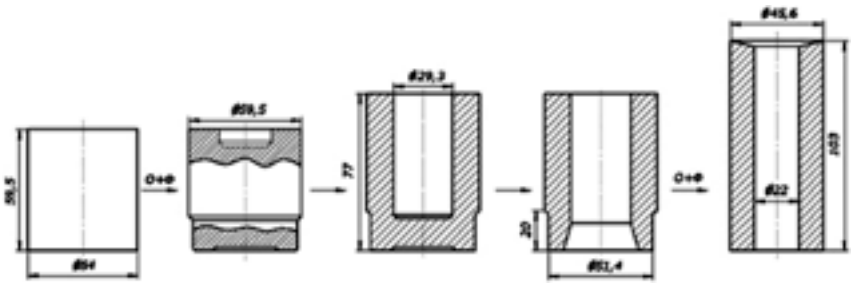


Рис. 4. Схема технологии изготовления поршневого пальца, включающей отжиг и фосфатирование

да аустенита на ферритоцементную смесь и сфероидизацией карбидов независимо от колебания химических элементов и ликвационных проявлений. Причем для наследственно мелкозернистых сталей и легированных такими элементами, как титан, вольфрам, молибден и ниобий, допустимо повышение температуры аустенитизации до 1203 К (930 °С), что сохранит их мелкозернистое строение и обеспечит сокращение длительности обработки.

Рассмотренная технология термообработки подтвердила свою эффективность при изготовлении поршневых пальцев ДВС (рис. 4): из предварительно термообработанных заготовок методом холодного выдавливания были получены высококачественные детали с минимальным припуском на механическую обработку.

УДК 662.6/.8

Критериальная оценка экологической эффективности различных видов моторного топлива

Канд. техн. наук М.В. КОРОТКОВ

ООО «Газпром добыча Оренбург» (3532. 731-271)

Предложен новый метод оценки экологической эффективности применения различных видов моторного топлива в двигателях автотранспортных средств.

Ключевые слова: *моторное топливо, водород, сжиженный углеводородный газ, компримированный природный газ, дизель, бензин, отработавшие газы, экология.*

Korotkov M.V.

CRITERION ASSESSMENT OF ECOLOGICAL EFFICIENCY OF DIFFERENT KINDS OF MOTOR FUELS

There is a new methodical approach, which allows to assess ecological efficiency of different motor fuels usage in motor vehicles, equipped with internal combustion engines.

Keywords: *motor fuel, hydrogen, liquefied petroleum gas, compressed natural gas, diesel, exhaust emissions, ecology.*

На сегодняшний день техническая и экономическая эффективность применения различных видов топлива в автомобильных двигателях уже хорошо изучена. Известны и количественные характеристики выбросов токсичных веществ с их отработавшими газами. Но последние — технические, а не экологические характеристики автомобиля в процессе его взаимодействия с окружающей средой. Используя только их, невозможно однозначно судить о том, какое топливо следует признать экологически «чистым», а какое — нет; как отразится на экологических характеристиках перевод автомобиля на работу на другой вид топлива и т. д. Поэтому возникает необходимость в критериальной оценке экологической эффективности применения различных видов моторного топлива.

В свое время автор для оценки экологической опасности отработавших газов предложил использовать относительный показатель — критерий $K_а$, который дает точное представление о том, как совокупная экологическая опасность всех вредных компонентов отработавших газов исследуемого автомобиля соотносится с опасностью отработавших газов автомобиля-эталона, отвечающего нормативным требованиям (см. «АП», 2005, № 7). Рассчитывается этот критерий по формуле: $K_а = \dfrac{KOA_j}{KOA_{эт}}$, в которой KOA_j — категория опасности тестируемого автомобиля; $KOA_{эт}$ — категория опасности автомобиля-эталона. При этом очевидно, что и KOA_j, и $KOA_{эт}$ представляют собой сумму категорий опасности различных токсичных веществ, входящих в состав отработавших газов, и рассчитываются по одной и той же формуле:

$$KOA = \sum_1^n KOB_i = \sum_1^n \frac{M_i}{ПДК_i},$$

где KOB_i — категория опасности i-го вещества, м^3/с; $ПДК_i$ — максимально-разовая предельно допустимая концентрация вещества, характеризующая его токсичность, г/м^3; M_i — количество выбросов i-го вещества, г/с; n — число нормируемых вредных веществ в отработавших газах.

Столь же очевидно: если выполняется условие $K_а \le 1$, то автомобиль соответствует эталону, и его эксплуатация безопасна, а если $K_а > 1$, то техническое состояние такого автомобиля с позиции экологической безопасности следует считать неудовлетворительным.

Затем, на следующем этапе исследования, автор проанализировал процесс функционирования автомобилей, которые используют различные виды топлива, и пришел к выводу, что процессы преобразования тепловой энергии топлива в механическую энергию, в общем-то, протекают одинаково. Это означает, что функционирование автомобилей, работающих на различных видах моторного топлива, также может рассматриваться в виде системы «автомобиль—воздушная среда». И экологическим критерием подобия этих систем можно считать коэффициент $K'_а$, который применительно к идентичным автомобилям, работающим на различных видах топлива, можно представить как произведение показателя $K_а^{тех}$ технического совершенс-

тва конструкции автомобиля с позиции экологической безопасности и критерия $K_{топл}$ «приспособленности» топлива, т. е. в виде формулы $K'_а = K_а^{тех} K_{топл}$. При этом $K_{топл}$ показывает, как с точки зрения экологической безопасности топливо «приспособлено» к процессу получения механической энергии при его сжигании в ДВС. Другими словами, $K_{топл}$ — показатель изменения экологической опасности отработавших газов автомобиля в зависимости от применения различных видов топлива. Его величина определяется отношением категории опасности $K_j^{топл}$ автомобиля, работающего на некоем виде топлива, к категории опасности $K_{эт}^{топл}$ того же автомобиля, но работающего на экологически самом «чистом» виде топлива, т. е. $K_{топл} = \frac{KOA_j^{топл}}{KOA_{эт}^{топл}}$. Или, учитывая, что таким видом топлива является водород, $K_{топл} = \frac{KOA_j^{топл}}{KOA_H}$.

Если, далее, принять, что при работе автомобиля на водороде критерий «приспособленности» равен единице, то получается, что $K_{топл} = K_j^{топл}$.

Применение метода рассмотрим на примере автомобиля ГАЗ-2410. При этом в качестве исходных данных используем (табл. 1) информацию НАМИ о количестве вредных выбросов этим автомобилем [1].

Очевидно, что, опираясь только на массовые характеристики выбросов, можно с уверенностью утверждать лишь то, что водород — экологически самый «чистый», а этилированный бензин — самый «грязный» виды топлива. Но при этом трудно однозначно судить, какое из оставшихся рассматриваемых топлив является экологически более либо менее «чистым».

Анализ показывает, что при работе автомобиля ГАЗ-2410 на рассматриваемых видах топлива, за исключением водорода, наибольшую долю в отработавших газах занимает монооксид углерода: его содержание (по массе) колеблется от 44,5 до 75,7 %; содержание

Таблица 1

Токсичное вещество	Количество, г/исп. (%), вредного вещества в зависимости от вида топлива					
	водород	метанол	сжатый природный газ	сжиженный нефтяной газ	неэтилированный бензин АИ-92	этилированный бензин АИ-92
CO	0,0 (0,0)	28,0 (75,7)	8,5 (44,5)	19,0 (58,7)	41,0 (69,7)	41,0 (69,5)
CH	0,0 (0,0)	4,6 (12,4)	4,5 (23,5)	4,8 (14,8)	8,8 (15,0)	8,8 (14,9)
NO_x	2,5 (100)	4,4 (11,9)	6,1 (32,0)	8,6 (26,5)	9,0 (15,3)	9,0 (15,3)
Pb	0,0 (0,0)	0,0 (0,0)	0,0 (0,0)	0,0 (0,0)	0,0 (0,0)	0,2 (0,3)
Σ	2,5 (100)	37 (100)	19,1 (100)	32,4 (100)	58,8 (100)	59 (100)

Таблица 2

Токсичное вещество	Значение KOB_j, м^3/с (%), в зависимости от вида моторного топлива					
	водород	метанол	сжатый природный газ	сжиженный нефтяной газ	неэтилированный бензин АИ-92	этилированный бензин АИ-92
CO	0 (0)	8,0 (15)	2,0 (3)	5 (6)	11 (11)	4
CH	0 (0)	2,5 (5)	2,5 (4)	3 (3)	5 (5)	5 (2)
NO_x	24 (100)	42,5 (80)	59,0 (93)	83 (91)	87 (84)	87 (35)
Pb	0 (0)	0,0 (0)	0,0 (0)	0 (0)	0 (0)	149 (59)
Σ	24 (100)	53,0 (100)	63,5 (100)	91 (100)	103 (100)	252 (100)

углеводородов при работе на метаноле, сжиженном нефтяном газе, а также этилированном и неэтилированном бензинах АИ-92 практически одинаково; оно колеблется незначительно — от 12,4 до 15,0 %, а при работе на сжатом природном газе — несколько выше (23,5 %); содержание оксидов азота при работе на метаноле, этилированном и неэтилированном бензинах АИ-92 колеблется в пределах от 11,9 до 15,3 %, а при работе на сжатом природном и сжиженном нефтяном газах значительно выше (32 и 26,5 % соответственно). Оксиды свинца присутствуют в отработавших газах только при работе на этилированном бензине, и их содержание составляет ~0,3 %, а при работе на водороде в них есть только оксиды азота.

Результаты определения категории опасности веществ, входящих в состав отработавших газов двигателя автомобиля ГАЗ-2410, приведены в табл. 2. Они позволяют утверждать, что при работе автомобиля на этилированном бензине наиболее опасной примесью следует признать оксиды свинца: их вклад в формирование опасности составляет 59 %, несмотря на то что по массе их доля очень мала. Во всех остальных случаях наиболее опасная примесь в отработавших газах — оксиды азота: их вклад в формировании опасности — от 80 (метанол) до 100 % (водород).

Очередной по значимости — монооксид углерода: его вклад колеблется от 4 до 15,5 %, наименее опасны — несгоревшие углеводороды: на них по *KOB* приходится от 2 до 5 %.

Следующий этап исследования — сопоставление суммарных категорий опасности отработавших газов рассматриваемого автомобиля с категорией опасности в случае его работы на водороде. То есть выяснение, во сколько раз изменится опасность отработавших газов этого автомобиля при его работе на других видах топлива. Результат сравнения приведен в табл. 3.

Очевидно, что для различных автомобилей количественные характеристики выбросов токсичных компонентов будут различаться между собой. Однако, приняв некоторые допущения, можно утверждать, что останется неизменным соотношение уровней экологической опасности отработавших газов для любых идентичных автомобилей, выполняющих одинаковую

Таблица 3

Показатель	Виды моторного топлива					
	водород	метанол	сжатый природный газ	сжиженный нефтяной газ	неэтилированный бензин АИ-92	этилированный бензин АИ-92
$K_{топл}$	1	2,2	2,6	3,8	4,3	10,5

Таблица 4

Вид топлива	Загрязняющие вещества, кг, на 1 т сгоревшего топлива (%)						
	CO	CH	NO_x	сажа	SO_x	PbO	Σ
Газодизельное	357,6 (80)	53,2 (12)	28,0 (6)	2,4 (0,5)	6 (1,5)	0,0 (0)	447,2 (100)
Дизельное	149,6 (56)	48,3 (18)	31,9 (12)	16,5 (6,0)	20 (8,0)	0,0 (0)	266,3 (100)
Бензин	527,4 (83)	66,1 (10)	40,4 (6)	0,6 (<1,0)	2,0 (<1,0)	0,3 (<1)	636,8 (100)

транспортную работу с использованием различных видов моторного топлива.

(В отношении упомянутых выше допущений необходимо отметить следующее. Во-первых, принимается, что техническое состояние топливных систем и самих двигателей не ухудшает состав отработавших газов, т. е. при оценке экологических качеств топлив считается, что агрегаты, состояние которых может повлиять на этот состав, во всех случаях исправны и отрегулированы согласно рекомендациям заводов-изготовителей; во-вторых, суммарная погрешность измерений при испытаниях автомобиля на каждом виде топлива — величина постоянная.)

Испытания дизелей и двигателей, работающих по газодизельному циклу, на автомобиле ГАЗ-2410 по вполне очевидным причинам не проводились. Поэтому для предварительной оценки экологической «приспособленности» этих видов топлива автор воспользовался усредненными данными (табл. 4) о количестве выбросов загрязняющих веществ с отработавшими газами автомобилей, работающих на дизельном топливе и по газодизельному циклу, а также на этилированном бензине [2].

Анализ табл. 4 показывает, что наибольшую долю в отработавших газах для всех видов топлива составляют оксиды азота: их в отработавших газах бензиновых двигателей и двигателей, работающих по газодизельному циклу, более 80 %, а у дизелей — 56 %. Кроме того, в отработавших газах дизелей довольно значимую роль играют сажа и диоксид серы (SO_2): их содержание составляет 6 и 8 % соответственно. Тогда как в отработавших газах бензиновых двигателей их практически нет.

В экологической практике выбросы вредных веществ принято представлять в виде потока. Поэтому, руководствуясь принципом промышленного метаболизма, позволяющего отследить материально-энергетические потоки системы «автомобиль—воздушная среда», представим данные табл. 4 для каждого загрязняющего вещества в виде его количества, генерируемого источником (выхлопная труба автомобиля) в единицу времени, т. е. в г/с. Для этого необходимо знать время, за которое была израсходована 1 т топлива.

Но при этом будем иметь в виду, что в данном случае не имеет значения величина временного промежутка, так как цель расчета — не оценка экологической опасности отработавших газов конкретных автомобилей (в расчете автомобили приняты виртуальными и их выбросы характеризуются усредненными значениями), а нахождение *соотношения* полученных значений экологической опасности отработавших газов для каждого вида топлива. Причем это соотношение будет неизменным при любой величине выполненной транспортной работы.

Исходя из этого, предположим, например, что 1 т топлива была израсходована за 200 ч (720 тыс. с) работы автомобиля. Отсюда легко получить усредненные показатели состава отработавших газов автомобилей, представленных в виде потока вредных веществ. Пример таких показателей для грузового автомобиля приведен в табл. 5.

Располагая такими данными, а также значениями максимально-разовых предельно допустимых концентраций ($ПДК_{м.р}$) [3], можно рассчитать категории опасности автомобилей, работающих на этих видах топлива (табл. 6).

Для того чтобы получить усредненное значение показателей экологической «приспособленности» дизельного топлива и газодизельной смеси и сопоставить полученные значения с аналогичными показателями, полученными ранее (см. табл. 3), воспользуемся методом пропорциональности, приняв за «точку отсчета» уровень экологической опасности отработавших газов при работе автомобиля на этилированном бензине. Тогда в случае газодизельной смеси $\frac{KOA_{бенз}}{KOA_{ГДС}} = \frac{K_{бенз}}{K_{ГДС}}$,

или $\frac{1404,78}{861,19} = \frac{10,5}{K_{ГДС}}$, откуда $K_{ГДС} = \frac{10,5}{1,63} = 6,4$.

Таблица 5

Вид топлива	Количество загрязняющих веществ в отработавших газах, г/с					
	CO	CH	NO_x	сажа	SO_x	PbO
Газодизельное	0,496666	0,07388	0,038888	0,003333	0,008333	—
Дизельное	0,207777	0,06708	0,044305	0,022916	0,027777	—
Бензин	0,7325	0,091805	0,056111	0,000833	0,002777	0,000416

Таблица 6

Вид топлива	$КОА_i$, м^3/см						
	CO	CH	NO_x	сажа	SO_x	PbO	КОА
Газодизельное	165,56	49,25	457,50	22,22	166,66	0,00	861,19
Дизельное	69,26	44,72	521,23	152,77	555,54	0,00	1343,52
Бензин	244,17	61,20	660,13	5,55	55,55	378,18	1404,78

Точно так же получаем, что $K_{диз} = 10$. И в конечном итоге имеем: $K_{H_2} = 1$; $K_{метанол} = 2{,}2$; $K_{КПГ} = 2{,}6$; $K_{ГСН} = 3{,}8$; $K_{АИ\text{-}92\ неэт} = 4{,}3$; $K_{ГДС} = 6{,}4$; $K_{ДТ} = 1$; $K_{АИ\text{-}92\ этил} = 10{,}5$. То есть самым экологически «чистым» видом топлива является водород. Далее располагаются метанол и сжатый природный газ: уровень экологической опасности отработавших газов автомобилей, работающих на этих топливах, соответственно в 2,2 и 2,6 раза будет превышать уровень экологической опасности такого же автомобиля, выполняющего такую же транспортную работу, но работающего на водороде. Вслед за ними идут сжиженный нефтяной газ и неэтилированный бензин, которые на сегодняшний день в России — наиболее распространенные виды топлива. За ними следует газодизельная смесь ($K_{ГДС} = 6{,}3$). Но наиболее «грязные» виды — дизельное топливо ($K_{ДТ} = 10$), что объясняется высоким содержанием сажи и оксидов серы в отработавших газах, а также этилированный бензин ($K_{АИ\text{-}92\ этил} = 10{,}5$), который добавляет в эти газы оксиды свинца.

К сожалению, «хорошие» экологические характеристики водорода и метанола у нас в стране пока использовать невозможно: ни тот ни другой сегодня в промышленных масштабах не производится, поэтому даже говорить об их коммерческом применении в качестве моторных топлив преждевременно. Следовательно, наиболее экологически «чистым» видом топлива, готовым к широкому распространению у нас, остается только сжатый природный газ.

Рассмотренный выше метод позволяет, как видим, решать многие экологические задачи: оценивать экологические характеристики автомобилей, работающих на различных видах топлива, сравнивать различные виды топлива с позиции их «приспособленности» к окружающей среде, прогнозировать, как повлияет перевод автомобилей на другой вид моторного топлива и т. д. Это означает, что он дает возможность управлять экологической опасностью отработавших газов автомобилей через обоснованный выбор моторных топлив.

Литература

1. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Экологически чистая автомобильная энергоустановка: понятие и количественная оценка // Итоги науки и техники / ВИНИТИ; Автомобильный и городской транспорт. — 1994. — С. 18.
2. Пронин Е.Н. Природный газ — моторное топливо XXI века. Природный газ в моторе? Вопросы и ответы // Альбом информационных материалов. Управление по газификации и использованию газа ОАО «Газпром». М., — 2006.
3. Гигиенические нормативы 2.1.6. 1338—03. Предельно-допустимые концентрации загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест.

УДК 621.785:621.793.4

Температурная зависимость структуры и свойств боросодержащих цементованных сталей

Р.Р. КАЛИМУЛЛИН, доктора техн. наук В.И. АСТАЩЕНКО и Й. КЛЕФФ

ИНЭКА (8.8552. 39-71-40), СП «ЦФ Кама»

Исследована склонность низкоуглеродистых легированных сталей к росту зерна при нагреве. Показано влияние размера зерна и степени разнозернистости на усталостную прочность цементованной стали.
Ключевые слова: *сталь, цементация, размер зерна, усталостная прочность.*

Kalimullin R.R., Astaschenko V.I., Kleff J.

CASE HARDENED STEELS STRUCTURE AND BEHAVIORS THERMAL RELATION

Researched the low-carbon steels tendency for grains growing during the heating. Shown the influence of grain size and anisomerous structure on a case hardened steels fatigue strength.
Keywords: *steel, carburizing, grain size, fatigue strength.*

Для изготовления таких ответственных деталей автомобилей, как шестерни и валы коробок передач, широко используются легированные стали 18ХГР, 20ХГНМТА, 15ХГН2ТА, 18CrNiMo7-6 и др., которые после поверхностного упрочнения методом химико-термической обработки (ХТО) приобретают высокие физико-механические свойства, что обеспечивает надежную работу изделия в эксплуатации. Однако среди многочисленных работ в области ХТО, которые посвящены методам выбора значимых критериев, ответственных за качество, надежность и долговечность деталей в эксплуатации, на наш взгляд, роли размеров закалочного зерна внимания уделено явно недостаточно. Имеющиеся сведения в основном посвящены только зависимости закаливаемости, прокаливаемости и коробления деталей от этого размера, но — не их усталостной прочности.

Авторы решили заполнить данный пробел. В качестве объекта исследований они взяли три марки сталей — 18ХГР, 15ХГН2ТА и 20ХГНМТА, которые по своему химическому составу, макро- и микроструктуре, степени загрязненности неметаллическими включениями соответствуют требованиям действующих стандартов и технических условий и рекомендуются, как уже упоминалось, для изготовления шестерен и валов коробок передач.

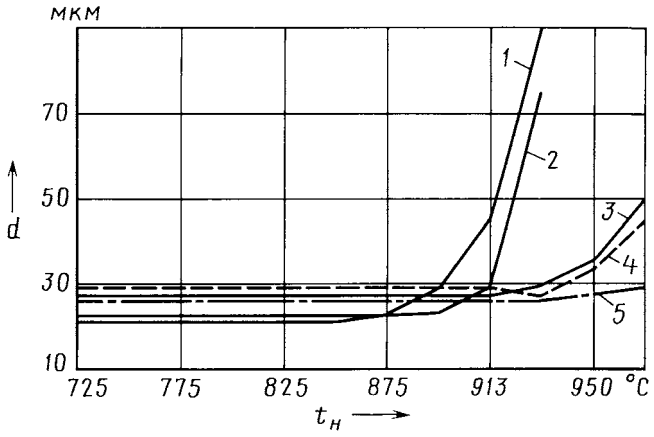


Рис. 1. Зависимость размера зерна от температуры и нагрева стали:
1 — 20Х2Н4А;
2 — 20ХГНМТА;
3 — 15ХГН2ТА;
4 — 12ХН3А;
5 — 18ХГР

Идея этих испытаний была довольно простой. Зная, что на размер зерна в стали и его склонность к росту влияет температура нагрева, зачастую используемого при металлопеределе (выплавка, раскисление и кристаллизация), а также химический состав сплава и технология изготовления деталей (пластическая деформация, термическая и химико-термическая обработки и другие стадии), авторы решили оценить степень этих влияний. Причем особое внимание обратить не на металлургическое производство, где закладываются основные показатели зеренной структуры в сталях, а на производство машиностроительное. Дело в том, что металлурги всегда довольно жестко контролируют структуру выплавляемых сталей: к этому их обязывают стандарты и ТУ. У машиностроителей такого контроля, как правило, нет. Хотя при изготовлении большинства деталей применяются тепловые методы обработки. В итоге специалисты машиностроительного комплекса не получают информации о поведении зерен в результате нагрева стали при диффузионном насыщении поверхности и термической обработке деталей, а также в случае температурно-силового воздействия при пластической деформации. Значит, не могут прогнозировать уровень надежности деталей в эксплуатации.

Результаты выполненных авторами исследований сводятся к следующему.

Так, установлено, что цементуемые легированные стали имеют различную склонность к росту зерна при нагреве (рис. 1). Например, у хромоникелевых сталей 20Х2Н4А и 12ХН3А рост размера *d* зерна наблюдается при 1153 и 1173 К (880 и 900 °С) соответственно; в сталях, легированных тугоплавкими элементами (молибден и титан), он происходит при более высокой, 1203—1213 К (930—940 °С), температуре, что еще раз подтверждает имеющиеся данные о сдерживающем эффекте карбидов этих элементов на увеличение размера зерна.

Из трех исследованных марок сталей наибольшую устойчивость к изменению зеренной структуры показала сталь 18ХГР, что можно объяснить ее дополнительным раскислением ферроалюминием при выплавке, о чем свидетельствует наличие в ней 0,02—0,05 % алюминия. Кроме того, выявлено, что в случае микролегирования этих сталей одновременно и алюминием (0,02—0,05 %), и азотом (≥0,009 %) температурная граница роста зерна смещается к 1323 К (1050 °С). Типичный пример сталь марки 18CrNiMo7-6 [1]: при температурах ее нагрева до 1323 К (1050 °С) размер зерен соответствует 5 баллам и ниже, а затем начинает возрастать.

Очевидно, что информация по температурам начала роста зерна в сталях имеет важное практическое значение (особенно для сталей, неоднократно подвергаемых нагреву и длительной выдержке при техноло-

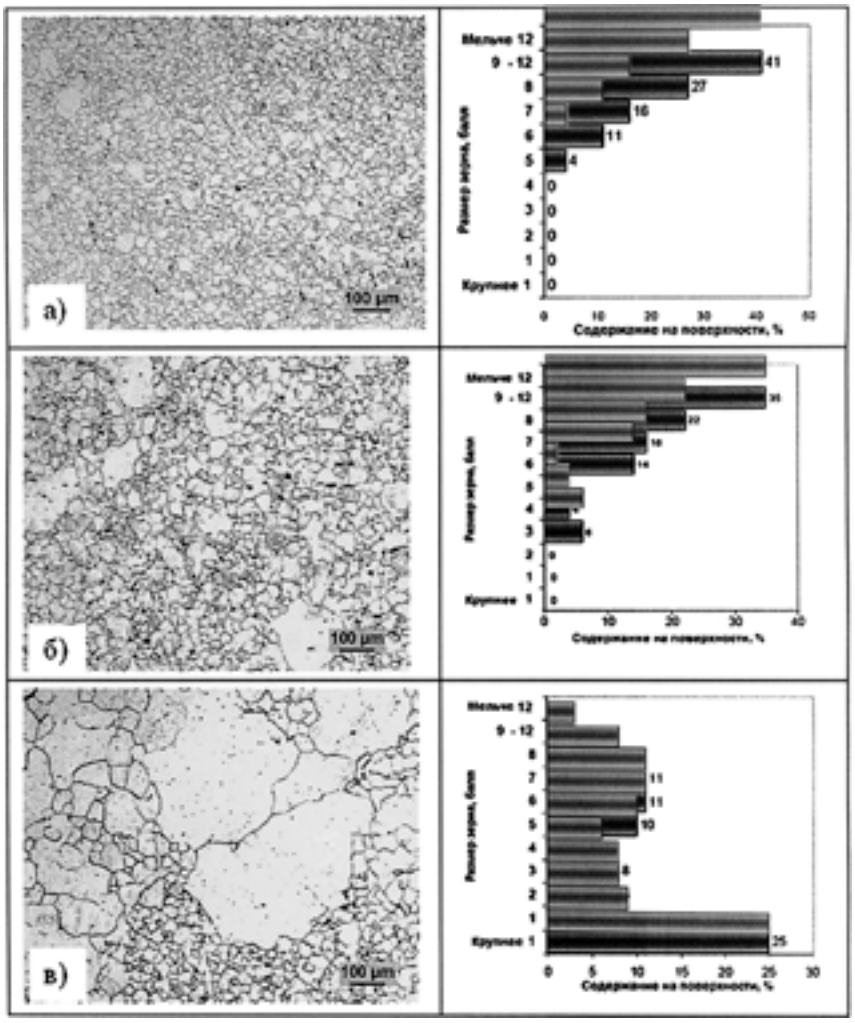


Рис. 2. Микроструктура цементованной стали 18ХГР и содержание в ней зерен различных размеров

гических температурах): она позволяет грамотно и обоснованно назначать режимы тепловой обработки, обеспечивающей формирование мелкозернистой структуры на завершающем этапе обработки.

Для оценки влияния зеренной структуры рассматриваемых сталей на усталостную прочность изготовленных из них цементованных деталей авторы применили несложный, но достаточно объективный метод получения различного размера зерна — путем изменения температуры цементации деталей.

Исходя из сказанного выше, таких температур было выбрано три — 1203, 1253 и 1323 К (930, 980 и 1050 °С). При этом во всех случаях считалось, что сталь имеет мелкозернистую структуру (все зерна соответствуют 5 баллам и выше); смешанную, если входящие в нее структуры не соответствуют определению «мелкозернистые» и в них содержатся до 30 % зерен 4 балла и ниже; крупнозернистую, если в ней содержатся структуры, содержащие более 30 % зерен 4 балла и ниже.

Установлено, что цементация при 1203 К (930 °С) в течение 8 ч сохраняет (рис. 2, *а*) исходное мелкозернистое строение всех рассматриваемых сталей, при 1253 К (980 °С) на протяжении 6 ч вызывает рост отдельных зерен, что приводит к разнозернистости с наличием зерен от 3 до 12 балла включительно (рис. 2, *б*), высокотемпературная, при 1323 К (1050 °С), цементация в течение 3 ч существенно повышает скорость насыщения поверхности деталей углеродом, но одновременно способствует резкому росту зерна: более 50 % зерен по размерам относятся к 4 баллу и ниже (рис. 2, *в*), а степень разнозернистости достигает очень значимой величины — от нуля до 12 баллов.

Важными показателями, от которых зависит надежная работа деталей в эксплуатации, является чистота, структура и твердость поверхности, глубина и структура упрочненного слоя, распределение твердости по сечению, структура и твердость сердцевины и т. д. В целом таких показателей насчитывают более 50, и все они в определенной мере отвечают за работоспособность и долговечность деталей [2]. На усталостную их прочность, особенно прочность при кручении и изгибе, очень сильно влияет микроструктура цементованного слоя и, в частности, размер зерна: чем зерно крупнее, тем ниже прочность.

Так, при переходе от мелкозернистой к слабосмешанной структуре усталостная прочность на кручение (рис. 3) деталей снижается на 15 %, а на изгиб (рис. 4) — на 21 %. Более существенное снижение пределов выносливости наблюдается в случае наличия сильносмешанной структуры: при кручении — на 40 %, а при изгибе — на 25 %. Причем излом на образцах со смешанной структурой, которые перенесли нагрузки, близкие к переделу усталости, начинается под поверхностью, в области перехода от закаленной поверхности к центральной части (основной структуре). И зарождаются трещины (начало излома) всегда в области крупного зерна. У деталей же с мелкозернистой структурой слабые места такого типа отсутствуют, а образование трещин и излом начинаются на закаленной поверхности.

Таким образом, выполненные авторами исследования доказали, что, во-первых, размер зерна имеет решающее значение для деталей, работающих в условиях знакопеременных нагрузок; во-вторых, зеренная структура стали является многофакторной зависимостью: формирование мелкого зерна достигается за счет применения сталей, микролегированных алюминием, азотом, титаном и ниобием и некоторыми другими химическими элементами, но особенно — при сочетании микролегирования с управлением температурно-временными параметрами обработки стали на протяжении всей цепочки изготовления деталей; в-третьих, цементация стали при температурах ниже начала роста зерна следует считать основным методом, обеспечивающим получение мелкозернистой структуры, а соответственно, и повышения усталостной прочности деталей.

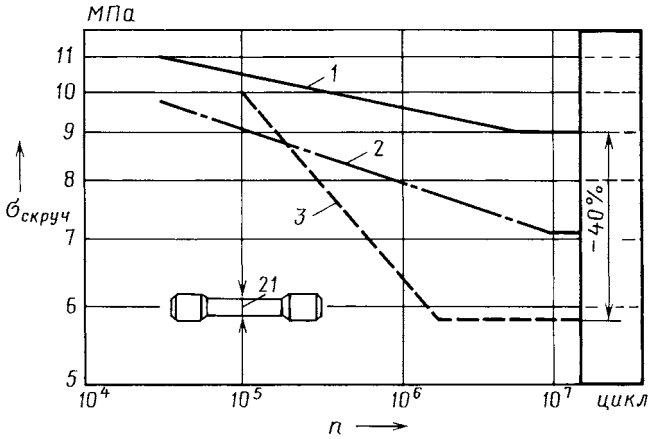


Рис. 3. Зависимость усталостной прочности цементованной стали 18ХГР при кручении от размеров зерна:
1 — мелкозернистая структура; *2* — слабосмешанная структура; *3* — сильносмешанная структура

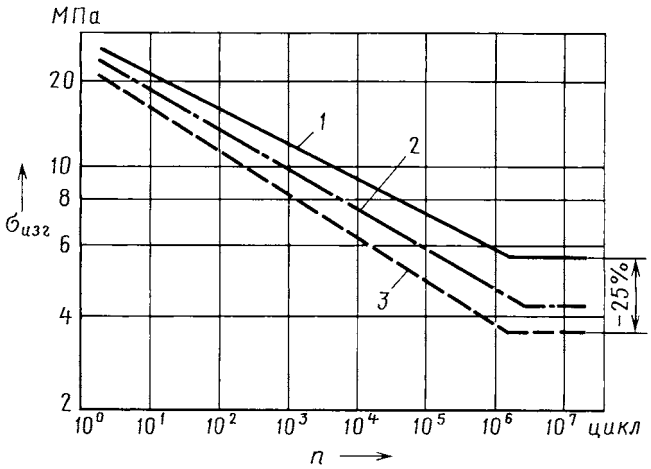


Рис. 4. Зависимость усталостной прочности на изгиб зубьев шестерен, выполненных из стали 18ХГР, от размера зерна:
1 — зерно 5 баллов и мельче; *2* — зерно 3—6 баллов; *3* — зерно 1—4 балла

Литература

1. Воробьев В.Г. Упрочнение стальных деталей химико-термической обработкой (поверхностное насыщение углеродом и азотом). Методы оценки качества / В.Г. Воробьев, Б.В. Георгиевская, В.М. Зинченко и др. М.: Изд-во стандартов, 1976. — 64 с.
2. St. Hock u. a.: Korngroβe und Schwingfestigkeit von einzatsgeharteten Bauteilen. HTM 54 (1999) 1. — S. 46—53.

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном

Фирма «Нисан» подготовила и выпускает в свет в 2010 г. внедорожник «Патрол» нового, седьмого, поколения. Автомобиль создан на модернизированной платформе с более прочной несущей частью, существенно сниженным уровнем вибраций кузова и комплектуется новым двигателем VK56VD рабочим объемом 5,6 л взамен прежнего 4,8-литрового. Это 8-цилиндровый V-образный бензиновый двигатель с системой регулирования фаз газораспределения и степени открытия клапанов (VVEL), а также непосредственным впрыскиванием топлива (DIG). Он развивает максимальную мощность 294 кВт (400 л. с.), максимальный крутящий момент 560 Н · м и агрегатируется с новой семиступенчатой автоматической коробкой передач, которая отличается от коробки автомобиля предыдущего поколения в первую очередь «растянутым» рядом передаточных чисел.

Заново разработана для нового «Патрола» и система полного привода («Олл Мод 4×4») с интегрированной подсистемой выбора режима работы, позволяющей водителю простым переключателем выбирать режимы — «песок», «бездорожье», «снег» или «камни». Кроме того, автомобиль оснащен вспомогательными системами для трогания на подъеме (HSA) и «управляемого спуска» (HDC), которые также включаются нажатием кнопки. При остановке на подъеме система HSA удерживает автомобиль, не давая ему скатываться назад, когда водитель отпускает педаль тормоза. Система HDC задействует тормозные механизмы, поддерживая постоянную скорость автомобиля на спуске (7 либо 4 км/ч в зависимости от выбранного режима).

Специалисты «Нисан» полностью заново разработали подвеску «Патрола»: теперь она независимая у всех четырех колес (напомним, на прежних конструкциях использовался неразрезной задний мост) и имеет значительно увеличенный ход. Впервые в мире на данном автомобиле устанавливается гидравлическая система ограничения колебаний кузова (HBMC), поддерживающая горизонтальное положение кузова и уменьшающая его поперечные колебания при смене ряда движения и в повороте. Тем самым система обеспечивает высокую плавность хода при поездках в городских условиях и превосходную устойчивость на неровных или занесенных песком дорогах.

Комбинация системы HBMC и новой подвески значительно улучшила управляемость и устойчивость внедорожника при движении по дорогам и бездорожью. Усовершенствована и система контроля давления воздуха в шинах (TPMS).

Автомобиль имеет шесть подушек безопасности, а также полностью обновленную систему климат-контроля, в которую входит еще одна «мировая новинка» — «воздушный занавес»: небольшие, но очень эффективные воздуховоды, установленные над каждым из боковых окон, создают мощные направленные потоки холодного воздуха. Таким образом возникает «воздушный занавес», который становится своего рода барьером, не позволяющим горячему воздуху проникать в салон, что важно для стран с жарким климатом. Еще одно новшество — охлаждаемое отделение между передними сиденьями. Уникальная конструкция крышки с двойными шарнирами позволяет его открывать пассажирам и первого, и второго рядов. В этом отсеке легко помещается шесть бутылок емкостью 600 мл.

В ходе доводки внедорожника, инженерами фирмы «Нисан» были подготовлены и протестированы 200 опытных образцов нового автомобиля. После оценки динамических характеристик на открытых полигонах фирмы в Мотэги, Оппама и Точиги они прошли испытания на Ближнем Востоке — в пустыне, на каменистых почвах, а также на скоростных трассах и в городе.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Автомобильная промышленность и рынок автомобильной техники России: итоги 2009 и прогноз на 2010 г. . . . 1
Шмелев А.П., Шпет В.А., Зиннуров В.Х. — Особенности оценки системы процессов управления материальными запасами на предприятии . . . 3
АСМ-факты . . . 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Курманов В.В., Жаров А.В., Курманов П.В. — Аккумуляторная топливная система ЯЗДА . . . 7
Алиев А.Я., Фаталиев Н.Г. — Система смазки с электроприводным насосом . 10
Тверсков Б.М. — Снижение жесткости демпфера — как способ устранения опасных колебаний трансмиссии . . . 11
Железков О.С., Михайлова У.В. — Усовершенствованный шаровой шарнир передней подвески легковых автомобилей . . . 14
Сазонов И.С., Ким В.А., Билык О.В. — Алгоритм управления торможением седельного автопоезда . . . 16
Грушников В.А., Калинковский В.С. — Безопасные шины . . . 18
Балакина Е.В., Зотов Н.М., Козлов Ю.Н. — Влияние потерь в амортизаторах на сопротивление качению автомобиля . . . 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Разговоров К.И. — Определение потребности в обучении технического персонала предприятий сервисного обслуживания . . . 25
Яковлев В.Ф. — Передвижные устройства для пуска автомобильных ДВС . . . 27
Евсеев П.П. — К вопросу определения коэффициента сопротивления движению автомобиля . . . 29

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Астащенко В.И., Швеёв А.И., Астащенко Т.В., Родькин И.М., Швеёв И.А. — Термическая обработка стальных заготовок под холодную пластическую деформацию . . . 31
Коротков М.В. — Критериальная оценка экологической эффективности различных видов моторного топлива . . . 34
Калимуллин Р.Р., Астащенко В.И., Клефф Й. — Температурная зависимость структуры и свойств боросодержащих цементованных сталей . . . 37

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном . . . 40

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. С. Ковригин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Корректор В.Г. Быстров
Сдано в набор 29.12.2009. Подписано в печать 24.02.2010.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усп. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,82. Зак. 139.
Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

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

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

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