

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ



2/1986

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>А. С. Кобзев — Навстречу XXVII съезду КПСС . . . . .</b>	1
<b>ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА</b>	
<b>В. А. Зайцев, Н. А. Полуэктова — Улучшение функционирования производственных запасов . . . . .</b>	4
<b>А. М. Медянский, В. Ю. Векслярский, Л. И. Житницкий — Опыт применения ЭВМ СМ-8514 в системах группового управления участком станков с ЧПУ . . . . .</b>	5
<b>ДВИГАТЕЛИ</b>	
<b>Л. В. Корчемный, Б. М. Ливанов, Н. И. Комарова, С. С. Наумов — Работа привода клапанов дизеля с четырехклапанной головкой цилиндра . . . . .</b>	6
<b>Я. Мысловски — Влияние бескомпрессорного наддува на характеристики ДВС . . . . .</b>	8
<b>И. Х. Челвецкий, С. А. Ющенко, Л. С. Григорова — Формирование рабочих поверхностей гильз цилиндров ДВС методом антифрикционно-деформационного хонингования . . . . .</b>	9
<b>Д. А. Бойко, В. Л. Чахлов, М. М. Штейн — Радиационный контроль криошипно-шатунного механизма ДВС . . . . .</b>	10
<b>АВТОМОБИЛИ</b>	
<b>А. И. Рябчинский, О. В. Мельников — Перспективы повышения пассивной безопасности АТС . . . . .</b>	12
<b>Ю. К. Есновский-Лашков, В. А. Миронов, Д. Г. Поляк — Автоматика органов управления сцеплением . . . . .</b>	14
<b>В. Н. Барун, Ю. П. Андронов, А. С. Назарян, Г. А. Храмцов — Испытание и доводка диафрагменного сцепления грузовых автомобилей . . . . .</b>	16
<b>А. С. Кондрашкин, В. А. Умняшкин, Н. М. Филькин — Методика расчета передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля . . . . .</b>	16
<b>И. В. Каверин, Ю. А. Берловский — Двухосные тележки полуприцепов с поворотными осями . . . . .</b>	18
<b>Р. Ю. Фаттахов — Моноподвеска для мотоцикла . . . . .</b>	19
<b>П. А. Корчагин, В. И. Фалкон, Г. А. Чугунов, Ю. А. Урусов — Диски колес из низколегированных сталей . . . . .</b>	20
<b>Р. Г. Галустян, В. А. Кисин, В. И. Кузьменко, Н. А. Хорева — Снижение загрязненности городских автобусов . . . . .</b>	21
<b>АВТОТЕХОСЛУЖИВАНИЕ</b>	
<b>А. В. Винокуров — Модернизация автомобилей УАЗ . . . . .</b>	22
<b>В. Е. Юtt, О. С. Гольдштейн, В. В. Вишняков — Диагностирование приборов автомобильной электроники . . . . .</b>	23
<b>В. П. Отрохов — Для устранения самопроизвольного выключения передач . . . . .</b>	25
<b>ТЕХНОЛОГИЯ, МАТЕРИАЛЫ</b>	
<b>В. А. Тимченко, К. П. Гурский — Проблемы роботизации точечной контактной сварки . . . . .</b>	25
<b>М. С. Высоцкий, А. А. Ракицкий, Н. Ю. Швеев — Долговечность рессорного узла с твердыми покрытиями . . . . .</b>	28
<b>Т. Н. Красильникова, И. В. Фришберг — Антикоррозионные металлические покрытия крепежных деталей . . . . .</b>	29
<b>С. А. Воронин, В. Н. Кестельман — Метод расчета рабочей поверхности подшипникового узла . . . . .</b>	30
<b>Ю. П. Савицев — Контроль качества мастер-моделей . . . . .</b>	31
<b>Г. М. Шмыгас, С. И. Иогансон, М. В. Леванов — Совмещенный раствор активирования печатных плат . . . . .</b>	32
<b>М. С. Батиашвили, З. И. Тевдорадзе, М. Л. Кербер, Т. П. Кравченко, И. М. Петровых — Стеклоармированные термопласти . . . . .</b>	33
<b>Б. Б. Бобович, В. Н. Замкова, Л. Г. Балишанская — Новый синтетический тентовый материал . . . . .</b>	34
<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	
<b>Новые нормативные материалы</b>	
<b>В. Ф. Кутенев, А. А. Токарев, А. Г. Шмидт, Е. Е. Черейский, Э. И. Нархевич, И. Х. Олевский — ГОСТ «Топливная экономичность автотранспортных средств. Номенклатура показателей и методы испытаний» . . . . .</b>	34
<b>Оборудование для нужд отрасли</b>	
<b>О. В. Соколов, К. И. Вильперт — Прибор для исследования пиковых нагрузок в трансмиссии . . . . .</b>	35
<b>За рубежом</b>	
<b>Б. И. Петленко, С. А. Бабешко, В. Н. Логачев — Эксплуатационная надежность электромобилей . . . . .</b>	37
<b>КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ</b>	
<b>М. М. Вихерт — Рецензия на книгу В. И. Крутова, В. Е. Горбаневского, В. Г. Кислова «Топливная аппаратура автотракторных двигателей» . . . . .</b>	38
<b>М. А. Григорьев, К. В. Рыбаков — Рецензия на книгу Г. П. Покровского «Топливо, смазочные материалы и охлаждающие жидкости» . . . . .</b>	38
<b>Я. С. Агейкин — Рецензия на книгу П. П. Лукина, Г. А. Гаспарянца, В. Ф. Родионова «Конструирование и расчет автомобиля» . . . . .</b>	39
<b>И. А. Бескин — Рецензия на книгу А. П. Степанова «Конструирование и расчет плавающих машин» . . . . .</b>	40
<b>На 1-й стр. обложки — самосвальный автопоезд: автомобиль-тягач КАЗ-4540 с прицепом ГКБ-8535 («Автопром-84»)</b>	

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, А. А. Невелев, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, Е. В. Шатров, Н. Н. Яценко

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ежемесячный  
научно-технический  
журнал

Издается с 1930 года  
Москва · Машиностроение.

2 / 1986

УДК 629.113.002

## Навстречу XXVII съезду КПСС

А. С. КОБЗЕВ

Заместитель министра автомобильной промышленности

ТРУДЯЩИЕСЯ автомобильной промышленности встречают XXVII съезд КПСС возросшей политической и трудовой активностью. В соответствии с основными направлениями экономического и социального развития, выработанными апрельским и октябрьским (1985 г.) Пленумами ЦК КПСС, в отрасли возрастают темпы научно-технического прогресса, укрепляются порядок и организованность на производстве, увеличивается отдача созданного на предприятиях экономического потенциала.

Высокую заинтересованность в осуществлении мер, связанных с укреплением экономики страны, повышением жизненного уровня советского народа, проявили трудящиеся при обсуждении проектов новой редакции Программы КПСС и Основных направлений экономического и социального развития СССР на 1985—1990 годы и на период до 2000 года. Намеченная в этих важнейших документах задача совершенствования нашего общества затрагивает интересы каждого человека, отражает настоящее и будущее всей страны.

В предсъездовский период все трудовые коллективы настойчиво боролись за улучшение показателей своей работы, сосредоточивали усилия на выполнении и перевыполнении плановых заданий и социалистических обязательств, использовали дополнительные внутренние резервы и новые подходы к решению хозяйственных задач. Значительно активизировалась работа по освоению новой технологии, сокращению непроизводительных затрат и потерь, повышению качества продукции за счет организации выпуска новых изделий и модернизации существующих. В центре внимания была

экономия материальных, трудовых и топливно-энергетических ресурсов.

Истекший год отрасль завершила с положительными результатами по всем основным показателям государственного плана. Народное хозяйство получило дополнительной продукции более чем на 300 млн. руб., перевыполнено задание по росту производительности труда, снижению затрат на выпуск изделий, внедрению новой техники. Это главные рубежи, достижение которых позволит сделать новый шаг на пути дальнейшего совершенствования производства.

По сравнению с предыдущим периодом предприятия и объединения стали лучше выполнять свои обязательства перед потребителями, создавая тем самым уверенный ритм экономики всей страны. Многие отрасли тяжелой и строительной индустрии теперь лучше обеспечиваются карьерными автомобилями-самосвалами грузоподъемностью от 75 до 180 т, возросли поставки автомобилей с дизелями и двигателями, работающими на газообразном топливе. Заметно улучшилось снабжение запасными частями парка тракторов «Кировец», автотракторной техники, работающей в Западно-Сибирском нефтегазовом комплексе.

Продолжалось увеличение выпуска товаров народного потребления, хотя многие заводы, для которых эта продукция не является профилирующей, не достигли пока заданного уровня ее производства. Существенного улучшения требуют номенклатура и качество этих товаров.

Очень важно, что хозяйственная деятельность отрасли стала в большей степени ориентироваться на удовлетворение потребностей приоритетных от-

раслей народного хозяйства. Расширяется номенклатура и улучшается качество поставок агропромышленному комплексу, предприятиям и организациям энергетики страны, министерств черной металлургии и топливной промышленности, лучше учитываются потребности предприятий транспорта общего пользования. В предсъездовский период начат выпуск транспортных средств для интенсивной технологии в сельском хозяйстве, изготовлены промышленные партии специальных грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения Уральским имени 60-летия Союза ССР и Кутаинским имени Г. К. Орджоникидзе автозаводами. На дорогах страны появилась принципиально новая малолитражка ВАЗ-2108 с двигателем новой конструкции, с новыми оформлением пассажирского салона и схемой расположения силового агрегата. Существенно модернизированы многие другие модели грузовых и легковых автомобилей.

На крупнейших заводах отрасли вошли в строй действующие производственные участки, оснащенные робототехникой и станками с ЧПУ. На основе кооперации заводы приступили к изготовлению роботов и промышленных манипуляторов. Большой вклад в повышение уровня механизации труда автомобилестроителей вносят работники отраслевого станкостроения: в 1985 г. они приступили к изготовлению сложных автоматических линий для механической обработки изделий. За счет новой техники за год число рабочих мест в отрасли сокращено более чем на 1%.

Многие отраслевые проблемы решаются при активном участии работников научно-исследовательских институтов, путем укрепления их связи с производством. Специалисты НАМИ уточняют типаж грузовых автомобилей, дополняя его машинами оптимальной грузоподъемности; работники Львовского экспериментального КТИавтопрома помогают Ликинскому автобусному заводу создать современный городской автобус, который должен удовлетворять всем требованиям технического прогресса. На отраслевом автополигоне идет напряженная проверка надежности и экономичности автомобилей, которые будут выпускаться в XII пятилетке, а в экспериментальных цехах предприятий уже начата постройка образцов машин, предназначенных к производству в 1985—1990 гг. Близка к окончанию работа коллектива НИИавтоПриборов по созданию электронных систем управления процессами в двигателях внутреннего сгорания и автомобилях в целом, которые сулят большую экономию топлива.

С хорошими показателями по техническому совершенствованию производства и выполнению плановых заданий встречают очередной съезд КПСС коллективы ВАЗа, ЗИЛа, КамАЗа, АЗЛК, МАЗа, многих подшипниковых заводов, предприятий по производству электрооборудования и других комплектующих агрегатов. Из проходной ЗИЛа вышли первые образцы автомобилей с дизелями собственной конструкции. Развернута работа по дизелизации автомобилей на Горьковском автозаводе. Завершает подготовку производства новых переднеприводных автомобилей завод имени Ленинского комсомола. Полным ходом ведет подготовку производства новых автомобилей коллектив Запорожского автозавода «Коммунар».

Большие задачи поставлены перед автомобилем

строителями в XII пятилетке. Предстоит полностью обновить номенклатуру выпускаемых легковых и в значительной степени грузовых автомобилей. Предусматривается увеличить выпуск прицепной техники, ликвидировать дефицит запасных частей, коренным образом улучшить обслуживание легковых автомобилей, находящихся в личном пользовании граждан.

Первый год новой пятилетки отмечен переходом отрасли на новые условия хозяйствования. Объединения, предприятия и организации получили возможность поставить на более высокую ступень интенсификацию и технический уровень производства, построить всю производственную деятельность на новой основе. Введен нормативный метод определения фондов заработной платы и поощрительных фондов на выпуск планируемого объема продукции. Решающими показателями успешной работы становятся производительность труда, снижение себестоимости продукции, полное выполнение договорных обязательств, соблюдение норм оборотных средств, размеров товароматериальных ценностей, сроков строительства и освоения новых мощностей.

Новые условия хозяйствования принесут свои положительные результаты при условии, что их будут соблюдать все работники, что каждый трудовой коллектив будет стремиться к достижению высоких конечных результатов. При этом особо большое значение приобретут постоянный анализ экономики производства, поиск новых организационных форм руководства, определение его правильной технической направленности. В переходный период нельзя упускать времена. Необходимо с первых месяцев по всем направлениям обеспечить качественные преобразования, широко внедрять хозяйствственный расчет, сокращать сроки технического перевооружения предприятий и модернизации продукции. Надо проявлять хозяйственную заботу о каждом государственном рубле, каждом килограмме металла и топлива, каждой минуте рабочего времени.

Центр тяжести организаторской, технической, экономической, воспитательной работы сейчас должен быть перенесен на обеспечение требуемых темпов технического прогресса. В этом, пожалуй, гвоздь всей технической и экономической политики. Важно мобилизовать на решение этой проблемы трудовые коллективы, разъяснить каждому работнику отрасли пути достижения поставленных целей. Каждый специалист, каждый рабочий, каждый руководитель должны четко знать, какие задачи ставят перед автомобильной промышленностью партия и правительство, сама жизнь. Они должны быть глубоко проработаны в бригадах, на рабочих местах, во всех общественных организациях предприятий и организаций отрасли, а их реализация — находиться под постоянным контролем руководителей и трудовых коллективов.

Силу трудового коллектива необходимо применить для поиска дополнительных резервов, устранения имеющихся недостатков и упущений, потерю, которые несут предприятия и объединения от несоблюдения ритма производства. (Не секрет, что некоторые заводы сдают потребителям до 40% продукции в третьей декаде каждого месяца; особенно часто это встречается на предприятиях, выпускающих прицепную технику, литье заготовки

для внутриотраслевой кооперации.) Нельзя ми-  
риться с тем, что еще очень часто не соблюдаются  
требования к качеству изделий, в результате чего  
органы государственного надзора исключают боль-  
шие суммы из объемов реализации продукции. (В  
1985 г. неоднократно применялись штрафные  
санкции за низкое качество изделий на велосипед-  
ных и мотоциклетных заводах.)

Надо шире использовать опыт ВАЗа, который получил высокую оценку Центрального Комитета партии и ценность которого состоит прежде всего в том, что он направлен на ускорение технического прогресса, использование собственных возможностей. А такие возможности имеются практически на всех предприятиях, во многих научно-исследовательских организациях. Об этом свидетельствуют опыт и инициатива многих трудовых коллективов, которые, следуя примеру Волжского автозавода имени 50-летия СССР, не только приняли на новую пятилетку повышенные обязательства, но и добились их включения в пятилетние планы. Эти дополнения направлены на дальнейшее совершенствование производства, внедрение новых прогрессивных технологий и технологических процессов, получение более высоких результатов при меньших затратах материальных и трудовых ресурсов, резкое повышение качества выпускаемой продукции. Они — проявление конкретного, делового подхода этих коллективов к решению задач, поставленных апрельским и октябрьским (1985 г.) Пленумами Центрального Комитета нашей партии.

Известно, что трудовая и общественно-политическая активность трудящихся зависит от того, насколько полно решаются задачи создания нормальных условий труда, творческой обстановки, развития сферы бытовых услуг, удовлетворения жилищных и других потребностей людей. Поэтому в XII пятилетке сохраняются достигнутые в отрасли темпы сооружения жилых домов, объектов коммунального, медицинского, физкультурно-оздоровительного назначения. Важно не допустить срывов планов капитального строительства, настойчиво развивать хозяйственный способ строительства, полнее использовать поощрительные фонды на социально-культурные мероприятия. Тем более, что и опыт, и задел, причем довольно значительный, во всех этих областях есть. Достаточно вспомнить, например, что за годы XI пятилетки только число подсобных сельских хозяйств на предприятиях и в организациях отрасли возросло почти в 4 раза, поголовье крупного рогатого скота, выращиваемого в них, — почти в 5 раз, свиней — в 8 раз, птицы всех видов — в 13 раз. Заметно возросло и производство продукции земледелия. Так, овощей стало производиться почти в 7 раз больше, картофеля — в 12 раз, фуражного зерна — в 17 раз. Однако сейчас, когда на повестке дня встал вопрос резкого ускорения социально-экономического развития страны, достигнутого уже недостаточно. Нужны новые усилия, способствующие решению этого вопроса. В частности, сейчас нужны меры по выравниванию темпов развития всех предприятий и организаций, не только подтягивание отстающих до уровня передовиков, но и дальнейшее ускоренное движение самих передовиков. Таково требование времени.

Необходимо добиться дальнейшего развития и улучшения работы подсобных сельских хозяйств призванных выращивать дополнительные продукты к столу трудящихся. Задача состоит в том чтобы сделать их более мощными, рентабельными многоотраслевыми. Наряду с производством мяса надо расширить выращивание овощей, активнее заниматься рыбоводством, больше производить молока, яиц. Все это положительно влияет на стабилизацию коллективов и творческое отношение к работе.

Переходный период к новым методам хозяйствования, несомненно, связан с ломкой сложившихся методов управления, стиля работы управленческого аппарата, в том числе и центрального аппарата министерства. Здесь важно обеспечить преемственность, сохранить все оправдавшее себя на практике и отказаться от узковедомственного подхода к проблемам, администрирования и попыток решать сиюминутные вопросы без учета перспективы. Творческий подход к делу, инициатива, равнение на передовые рубежи должны составлять основу управленческой деятельности. К руководству надо активно привлекать молодые инициативные кадры: современная молодежь полностью поддерживает происходящие в стране перемены, связывает с ними свое будущее. Молодые люди особенно восприимчивы к новой технике, новым идеям, новому ритму жизни. Кадровые работники должны помочь молодым направить свою жизнь в нужное русло. Для этого необходимо знать круг устремлений и интересов молодых людей, постоянно общаться с ними, бывать на молодежных мероприятиях. Надо больше доверять им, вовремя замечать и продвигать по службе. Ведь не секрет, что молодежные коллективы, создаваемые для решения конкретных, порой довольно сложных конструкторских, технологических и организационных задач, в большинстве случаев справляются с ними успешно — быстро и качественно, особенно задач, связанных с внедрением электроники, САПР, ЭВМ и т. д.

Ликвидация всесоюзных промышленных объединений и дальнейшее развитие двухзвенной системы руководства производством налагают много дополнительных обязанностей на работников центрального аппарата министерства и управленческий персонал предприятий. В этих условиях грамотность, компетентность руководителя приобретает особо важное значение, в методах руководства должен быть полностью исключен бумажно-бюрократический стиль работы. Надо поднять персональную ответственность, исполнительность, строгое соблюдение государственной дисциплины на всех уровнях управления. В новых условиях недопустимы попытки приукрашивания фактического положения дел, а также замалчивания имеющихся недостатков. Только на основе реальной оценки своего труда и труда товарищей можно будет справиться с большими перспективными задачами.

Решения XXVII съезда КПСС потребуют новых сил для реализации установок высшего партийного форума. Они всколыхнут людей на новые трудовые свершения, активизируют их творческие усилия. Трудящиеся автомобильной промышленности сделают все необходимое, чтобы записанное в документах съезда стало реальностью нашей жизни.

УДК 658.7

## Улучшение функционирования производственных запасов

В. А. ЗАЙЦЕВ, Н. А. ПОЛУЭКТОВА

Завод-втуз при ЗИЛе

ГЕНЕРАЛЬНОЙ линией социалистической экономики является всенарядное повышение эффективности общественного производства на основе комплексного использования всей совокупности интенсивных факторов экономического роста. «Развитие советского общества, — отмечалось на апрельском (1985 г.) Пленуме ЦК КПСС, — в решающей мере будет определяться качественными сдвигами в экономике, переводом ее на рельсы интенсивного роста, всенарядным повышением эффективности. Именно с этих позиций должны оцениваться положение в народном хозяйстве и определяться задачи на будущее». В этой связи повышенные требования предъявляются и к материально-техническому снабжению, от которого в большой степени зависит эффективность функционирования производства: оно обеспечивает своевременное и полное обеспечение производства материальными ресурсами, их экономное использование и ускорение оборота.

К числу важнейших задач, стоящих перед материально-техническим обеспечением, относится сокращение относительного размера производственных запасов предприятий как фактора, имеющего наибольший удельный вес в совокупном материальном запасе. Актуальность проблемы связана с тем, что в нашей экономике пока еще сохраняется тенденция роста относительного размера запасов: их доля в валовом общественном продукте в 1965 г. составляла 18%, а к 1984 г. возросла до 31,5%.

Структура и уровень производственных запасов определяются множеством факторов, среди которых немаловажное значение имеет обоснованность нормативной базы. Правильное нормирование позволяет, во-первых, обеспечить сбалансированность между потребностью производства в материальных ресурсах и суммой денежных средств, авансированных предприятием для создания постоянного минимально необходимого запаса этих ресурсов, и, во-вторых, управлять запасами, т. е. осуществлять их планирование, учет, контроль, анализ и регулирование.

Повышение обоснованности нормативной базы может быть обеспечено за счет создания дифференцированных нормативов по всем номенклатурным позициям плана и применения более совершенных методов нормирования. В настоящее же время расчетным путем устанавливается лишь 5—7% нормативов, которые затем распространяются на остальные позиции номенклатуры пропорционально годовой потребности в ресурсах. Более того: хотя действующие методики и инструкции рассматривают различные подходы к нормированию запасов, все они учитывают только факторы, связанные с поставками, внутризаводское же потребление во внимание фактически не принимают.

Различный подход к нормированию, неполный учет факторов, выборочность расчетов с последующим их укрупнением по группам материалов приводят к необъективной оценке величины запаса (как правило, завышению размера оборотных средств) и ограничивают выполнение основных функций управления запасами.

Выход из создавшегося положения — в создании более четкой методологии нормирования производственных запасов. В частности, ему должна предшествовать оценка фактического состояния запасов с точки зрения достижений конечной цели их функционирования (своевременное, полное и экономически обоснованное по объему и номенклатуре обеспечение производства материальными ресурсами, необходимыми для выполнения плановых заданий). В таком случае при нормировании появляется возможность не только определить факторы, влияющие на величину запаса, но и количественно оценить их величину.

Очевидно, что наиболее объективная информация для условий массового и крупносерийного производства может быть получена на основе данных о ежедневном движении материальных ресурсов на предпроизводственной стадии. Здесь может быть три варианта, определяемых сложившимися условиями снабжения и потребления: если интервал поставки на склад меньше интервала отгрузки в цех, запас формируется между очередными отгрузками; если интервал поставки больше интервала отгрузки — между очередными поставками; если интервалы поставки и отгрузки равны, то накопление запаса происходит также между поставками, так как в условиях массового и крупносерийного производства колебания параметров снабжения значительно превышают колебания параметров потребления.

Таким образом, величина производственного запаса зависит от четырех факторов: интервалов и объемов поставки и отгрузки. Текущая часть нормы запаса складывается под воздействием средних значений этих факторов, но при формировании самого запаса факторы, определяющие его величину, значительно отклоняются от своих средних значений, а следовательно, величина текущего запаса не остается постоянной. Отклонения от нормы учитываются при расчете ее страховой части.

Приведенные выше соображения проверялись на одном из предприятий производственного объединения «ЗИЛ». При этом в качестве анализируемого периода был принят календарный год. Обработка данных проводилась на ЭВМ по специальному разработанной программе. В результате были определены средние: интервал и объем поставки материала на склад; интервал и объем отгрузки материалов в цех; квадратические отклонения интервалов и объемов поставки и отгрузки. Кроме того, были найдены фактические ежедневный, максимальный, минимальный и средний уровни запаса, имевшие место на предприятии в течение года.

Полученные таким образом данные позволили для каждой номенклатурной позиции выделить три уровня функционального производственного запаса: нормативный, минимальный и максимальный.

Каждый из них имеет свое предназначение. Например, нормативный уровень является основой планирования материально-технического снабжения и представляет собой сумму среднего текущего и страхового запасов; минимальный — это нижняя граница функционирования запаса, которая есть не что иное как страховой запас (снижение этого уровня может привести к дефициту); максимальный уровень — это верхняя граница функционирования запаса, которая представляет собой сумму максимального текущего и страхового запасов (превышение этого уровня приводит к появлению сверхнормативного запаса).

Обобщение данных по номенклатурным позициям позволило установить, что на этом предприятии, если его рассматривать в целом, четко выделяются четыре группы производственных запасов: сверхнормативные, находящиеся в пределах допустимых границ, дефицитные и остродефицитные. Причем первых на предприятии оказалось больше всего (58% номенклатурных позиций). В результате общий нормативный уровень запасов (а следовательно, и их фактический уровень) потребовалось снизить на 20%. Естественно, это дало предприятию значительный экономический эффект, причем без каких-либо дополнительных затрат.

В связи с этим возникает вполне естественный вопрос: почему же все-таки появляются сверхнормативные и дефицитные запасы? Причины здесь несколько, но главная — одна:

значительные отклонения от запланированных объемов и сроков поставок. В связи с этим предприятие, чтобы застраховать себя от всяких неожиданностей, вынуждено превышать их фактические объемы над запланированными. Например, выборочные расчеты коэффициентов равномерности поставок показали, что на рассматриваемом предприятии в течение года имелись существенные отклонения фактических поставок от запланированных (до 36%). А снижение надежности поставок становится причиной нарушения равномерности выпуска продукции. Причем зависимость между ними довольно четкая:  $\sigma_p = -0,016 + 0,85 \sigma_n$  ( $\sigma_p$  — соответственно коэффициенты равномерности производства и поставки). В частности, если коэффициент равномерности поставок будет

равен 0,9, то это приведет к ухудшению равномерности производства на 6,9%. Чтобы равномерность производства была близкой к идеальной, коэффициент неравномерностей поставок должен быть не менее 0,9.

Таким образом, анализ показывает, что для улучшения функционирования производственных запасов необходимо прежде всего иметь обоснованную нормативную базу по развернутой номенклатуре. Именно такая база способствует разработке обоснованных планов снабжения, позволяет повысить действенность оперативного управления запасами — учета, контроля, анализа, оперативного регулирования и тем самым предупредить образование как сверхнормативных запасов, так и дефицита.

УДК 621.9.06-529:681.3

## Опыт применения ЭВМ СМ-8514 в системах группового управления участком станков с ЧПУ

А. М. МЕДВИНСКИЙ, В. Ю. ВЕКСЛЯРСКИЙ, Л. И. ЖИТИНЦКИЙ  
НИИРавтопром

**О** СНОВНОЙ составляющей гибких автоматизированных участков и производств, внедряемых в настоящее время на предприятиях отрасли, являются, как известно, автоматизированные системы управления, задачи которых — планирование, организация управления и координация работы оборудования в режиме реального времени.

Такие системы управления базируются, в зависимости от сложности объекта и выбранной структуры управления, на одной или нескольких мини- и (или) микроЭВМ. ЭВМ в своем составе обычно имеют средства, обеспечивающие связь с удаленными внешними устройствами (в рассматриваемом варианте — станками с ЧПУ). Одно из таких средств — мультиплексор передачи данных СМ-8514, который позволяет обмениваться информацией между ЭВМ и станками по каналам связи, имеющим стандартный радиальный последовательный интерфейс с высокой помехозащищенностью.

Мультиплексор предназначен для подключения видеотерминалов или аналогичных устройств к ЭВМ. Поэтому к нему можно подключать лишь те устройства локальной автоматики или сопряжения, которые могут имитировать работу этих видеотерминалов.

Обмен информацией между оперативной памятью ЭВМ и внешними устройствами (станками с ЧПУ) производится при помощи программ-драйверов. Они же анализируют и преобразуют информацию перед ее выводом в устройство. Если к ЭВМ подключить большое число одновременно работаю-

щих терминалов (а вывод больших массивов информации осуществляется интенсивно), то она, в основном, будет занята обслуживанием терминалов. Поэтому, как показывает практика, число СМ-8514, подключаемых к одной ЭВМ, не должно превышать двух.

Второе ограничение связано с пропускной способностью интерфейса «Общая шина». Дело в том, что в ЭВМ, построенных на базе этого интерфейса, в каждый момент времени в обмене информацией могут участвовать два устройства — один задатчик и один исполнитель. Все другие устройства, которые нуждаются в выполнении передач по общейшине, вынуждены ждать окончания обмена информацией. Естественно, с увеличением числа параллельно работающих устройств время ожидания освобождения общей шины увеличивается и может превысить максимально допустимое. (Согласно материалам семинара по применению СМ-ЭВМ, максимальная суммарная скорость передачи по каналам СМ-8514 не должна превышать 38400 бит/с.)

Чтобы избежать этого, целесообразно организовать не последовательную, а последовательно-параллельную передачу информации во все внешние устройства. Тем более что такая возможность есть: мультиплексор реализует побайтовый обмен информацией по каждому каналу. Для оптимальной загрузки время вывода — ввода по всем задействованным каналам мультиплексора не должно превышать времени двусторонней передачи 1 байта по одному каналу.

Третье ограничение — по числу внешних устройств, подключаемых к мультиплексору, и скорости передачи информации по каналам связи. Эти ограничения налагаются числом задействованных каналов связи, порядком передачи информации из ЭВМ к внешним устройствам и временем ожидания управляющей программы.

Так, на рис. 1 показана зависимость скорости  $v$  передачи данных от числа

задействованных каналов связи, подсчитанная с учетом максимально допустимой суммарной скорости передачи по всем каналам, а также гамма номинальных скоростей передачи по стандартному радиальному последовательному интерфейсу. Из рисунка видно, что с увеличением числа каналов связи скорость передачи по каждому из них уменьшается. Поэтому нужно отыскать какой-то оптимум и числа каналов, и скорости передачи информации. И такой оптимум, как показывает практика, есть: он соответствует скорости передачи данных, равной 1200—2400 бит/с, при числе задействованных каналов связи, равном 8—24.

Из возможных алгоритмов обмена информацией между ЭВМ и устройствами сопряжения (например, для подключения станков с ЧПУ или устройств локальной автоматики) для систем, разрабатываемых НИИРавтопромом, принят следующий порядок: данные из выделенной для каждого из подключенных через мультиплексор внешних устройств области оперативной памяти ЭВМ побайтно загружаются в каналы связи мультиплексора и дополняются информацией, необходимой для их асинхронной передачи. (Формат передаваемого символа представлен на рис. 2.)

Чтобы повысить достоверность передачи, она осуществляется с квитированием, т. е. передаваемый символ передается во внешнее устройство, а оттуда возвращается в ЭВМ. Последняя сравнивает отправленный и полученный из устройства сопряжения символы и, в случае их совпадения, посыпает в канал связи следующий байт данных. Если же совпадения нет, передача символа повторяется. И так до трех раз. Если и после этого сигналы не совпадают, передача по данному каналу прекращается.

Отправив байт данных в один из каналов СМ-8514, ЭВМ выбирает из памяти и посыпает байт данных в следу-

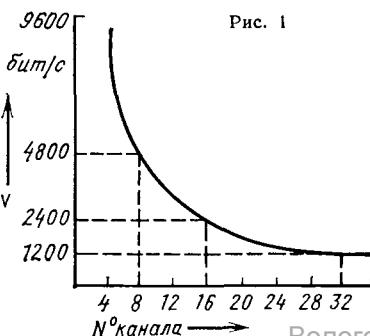


Рис. 1

Информационные биты



Рис. 2

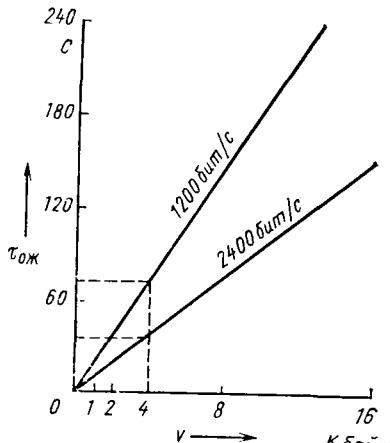


Рис. 3

ющий канал и т. д. Для оптимальной загрузки каналов время раздачи байтов во все задействованные каналы не должно превышать времени передачи — приема по одному каналу. Так, при скорости передачи, равной 1200 бит/с, и формате символа, показанном на рис. 2, время передачи одного байта составляет 16,7 мс. Для скорости 2400 бит/с оно уменьшается вдвое.

Объем передаваемой информации зависит от алгоритма функционирования

гибкого автоматизированного участка или производства, объема управляющих программ, типа обрабатываемых деталей и т. п. Он — свой для каждой конкретной системы группового управления. Однако, как показывает накопленный опыт, нецелесообразны как чрезмерно малые, так и чрезмерно большие объемы. Например, при покадровой раздаче время отработки станком (например, фрезерным) одного кадра управляющей программы может быть соизмеримо с временем передачи этого кадра из ЭВМ в устройство сопряжения, что может привести, с одной стороны, к длительным простоям станков, а с другой — к работе ЭВМ только в режиме раздачи управляющих программ. Передача чрезмерно больших объемов информации может привести к недопустимо большому времени ожидания внешним устройством управляющей программы, что снизит эффективность работы технологического оборудования. Поэтому объем информации, хранимый у объекта управления (станка с ЧПУ), целесообразно устанавливать равным 4—16 Кбайт. Причем оптимальным является вариант, когда буферная память разделена на две зоны по 4 или 8 Кбайт соответственно. После заполнения первой объект может начинать отработку программы, а вторая зона — заполняться; после отработки программы, хранящейся в первой зоне памяти, управление может быть передано программе,

хранящейся во второй зоне, а в первую при необходимости может записываться новая программа.

На рис. 3 показана зависимость времени ожидания управляющей программы от объема информации и скорости передачи данных. Как видно из рисунка, для передачи 4 Кбайт информации при скорости 1200 бит/с требуется немногим более, а при 2400 бит/с — менее 1 мин.

В заключение отметим, что при выборе оптимальных скорости передачи информации и числа внешних устройств, подключаемых к автоматизированной системе группового управления через СМ-8514, необходимо учитывать особенности технологического оборудования и алгоритм функционирования гибкого автоматизированного участка, ограничения по применению мультиплексора, а также рекомендации по оптимальным скоростям передачи данных и числу подключаемых внешних устройств.

Так, скорость передачи данных между ЭВМ и станками с ЧПУ, имеющими малое время отработки кадра управляющей программы, должна быть равной 2400 или 4800 бит/с, в то время как для «медленных» станков с ЧПУ и автоматизированных транспортно-складских систем — равной 1200 бит/с. Часть каналов СМ-8514 может быть задействована и для связи с удаленными видеотерминалами.

## ДВИГАТЕЛИ

УДК 621.436-384

### Работа привода клапанов дизеля с четырехклапанной головкой цилиндра

Л. В. КОРЧЕМНЫЙ, Б. М. ЛИВАНОВ, Н. И. КОМАРОВА, С. С. НАУМОВ

НАМИ

**В** МЕХАНИЗМЕ газораспределения автомобильных дизелей большой мощности, имеющих четырехклапанную головку цилиндра, каждый кулачок распределительного вала, как правило, управляет двумя клапанами одного цилиндра. При этом привод клапанов имеет обычные по конструктивному исполнению толкатели и штанги, а коромысла — вильчатые, воздействующие одновременно на два клапана (рис. 1). Основное преимущество привода клапанов вильчатым коромыслом — меньшее, чем при индивидуальном приводе каждого клапана или приводе двух клапанов траверсой, применяемом в двигателях большой мощности, число деталей. Но наличие вильчатых коромысел, как было установлено при исследовании механизма газораспределения дизеля 10Ч 14/14, может неблагоприятно отразиться на динамических качествах привода клапанов.

Оценивали эти качества по высоте  $h$  отсюда клапана от седла, так как величина отсюда непосредственно связана с силой удара клапана по седлу — одним из важнейших факторов, определяющих безотказность работы механизма газораспределения. Полученные экспериментально зависимости высоты отсюда клапанов дизеля 10Ч 14/14 от частоты вращения распределительного вала приведены на рис. 2. Как видно из рисунка, на этом двигателе отсюда клапанов становятся заметными на меньших частотах вращения, чем отсюда выпускных клапанов, величина их больше (соответственно кривые 1 и 3), и именно они ограничивают максимально допустимый по безотказной работе скоростной режим двигателя.

Необходимо отметить, что основные параметры привода клапанов дизеля 10Ч 14/14 выбраны таким образом, что при

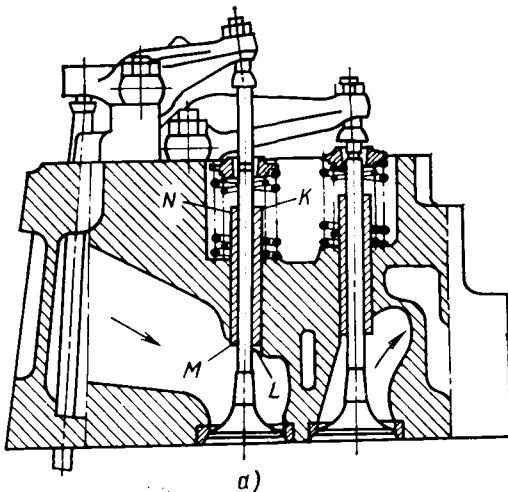
обычной для автомобильных двигателей конструктивной схеме механизма газораспределения динамические качества привода впускных клапанов оказались бы лучше, чем у привода выпускных клапанов. Достаточно сказать, что суммарная жесткость привода двух впускных клапанов составляет 7,6 кН/мм, а двух выпускных — только 6,3 кН/мм; кроме того, ускорения толкателя выпускных клапанов — основной возбудитель их колебаний — изменяются более плавно, чем ускорения толкателя выпускных клапанов.

Анализ конструкции механизма газораспределения дизеля 10Ч 14/14 выявил две причины ухудшения динамических качеств привода впускных клапанов, связанные с использованием в нем вильчатых коромысел. Первая из них — заметная несимметричность коромысла, управляющего двумя впускными клапанами; вторая, главная, — увеличенная длина впускных клапанов, обусловленная тем, что управляющее ими коромысло расположено над коромыслом выпускных клапанов.

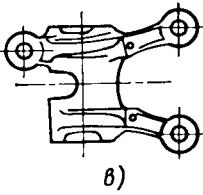
Из-за смещения плеча коромысла, обращенного к штанге, а также наличия в коромысле впускных клапанов проточки под форсунку, жесткости участков коромысла, примыкающих к впускным клапанам, существенно отличаются: 8 и 13 кН/мм (эта разница проявляется и при измерении жесткости привода каждого из пары впускных клапанов, соответственно равной 4,8 и 6,2 кН/мм). Аналогичные измерения, выполненные для привода выпускных клапанов, показали значительно меньшую разницу в жесткости примыкающих к ним участков коромысла: 6,3 и 7,2 кН/мм (что соответствует и меньшему расхождению в жесткости привода каждого из выпускных клапанов: 4,1 и 4,5 кН/мм).

Экспериментальная проверка (одновременная регистрация

Рис. 1. Схема привода клапанов дизеля 10Ч 14/14 (а) при помощи вильчатых коромысел (б — выпускных, в — впускных клапанов)



а)



б)

в)

перемещений обоих впускных клапанов) и расчет (математическое моделирование движения клапанов с использованием специально разработанной динамической модели) позволили установить, что во всем исследованном диапазоне частот вращения распределительного вала (от 1300 до 1500 мин<sup>-1</sup>) скорость удара по седлу впускного клапана, привод которого обладает меньшей жесткостью, превышала скорость удара впускного клапана (с большей жесткостью). Однако это преувеличение невелико (не более 0,15 м/с) и не может вызвать такое ухудшение динамических качеств привода впускных клапанов, которое зафиксировано экспериментально (см. рис. 2).

Основной причиной нарушения «спокойной» работы впускных клапанов на высоких скоростных режимах, как уже было упомянуто, оказалось увеличение длины их стеблей, из-за которого стало большим и расстояние от торца клапана до направляющей, т. е. плечо силы трения, возникающей при скольжении коромысла по клапану. Момент этой силы, как показал анализ условий работы сопряженных деталей, является основным фактором, определяющим перекладку в направляющей, и его увеличение привело к значительному возрастанию скорости удара головки клапана по седлу.

Перекладку клапана в направляющей можно представить как его последовательные малые повороты (в пределах зазора) в плоскости, перпендикулярной оси коромысла, относительно кромок направляющей. Направление движения клапана при перекладке определяется направлением силы трения по его торцу (влияние других факторов, в том числе смещения относительно оси клапана силы, нормальной к его торцу, в рассматриваемом случае менее существенно, и им можно пренебречь). В дизеле 10Ч 14/14 по торцам клапанов скользят подпятники с плоской опорной поверхностью, установленные на шаровых пальцах регулировочных винтов. Вектор скорости их скольжения за каждый ход клапана трижды меняет направление (рис. 3): дважды (точки А и С) при расположении центра шарового пальца на уровне оси качания коромысла и один раз — в положении, соответствующем вершине подъема клапана (точка В).

При взаимном расположении деталей привода клапанов, показанном на рис. 1, относящемся к головке цилиндра левого, если смотреть со стороны маховика, ряда, перекладка клапана на низких частотах вращения распределительного вала протекает следующим образом.

В начале движения он поворачивается вокруг правой верхней кромки К направляющей до упора стебля в ее левую нижнюю кромку М. После изменения направления силы трения по торцу клапана (точка А на рис. 3) его поворот происходит вокруг кромки М — до прилегания к левой стороне направляющей. Затем поворот продолжается вокруг левой верхней кромки N до упора стебля клапана в правую нижнюю кромку L. При втором изменении направления силы трения, когда начинается закрытие клапана (точка В на рис. 3), он поворачивается сначала вокруг правой нижней L, а затем

Рис. 2. Изменение максимальной высоты отскока клапанов после удара их по седлу в зависимости от частоты вращения распределительного вала дизеля 10Ч 14/14:

1 — впускной клапан; 2 — впускной клапан, разгруженный от боковых сил; 3 — выпускной клапан

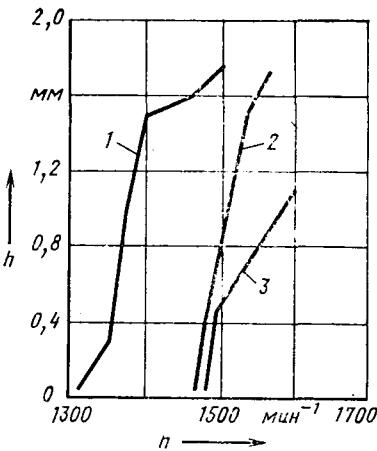
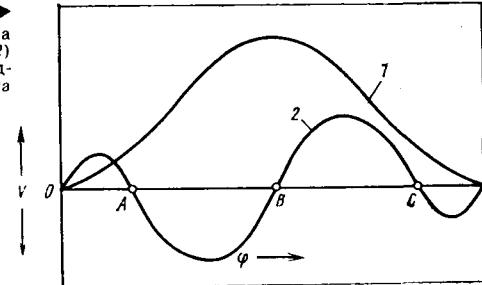


Рис. 3. Закон (1) подъема и зависимость (2) скорости скольжения подпятника от угла поворота распределительного вала



вокруг правой верхней кромки К направляющей. При дальнейшем своем движении клапан повторяет повороты вокруг кромок направляющей в той же последовательности, что и при открытии.

На высоких частотах вращения распределительного вала не все фазы движения клапана при его перекладке успевают завершиться: он не всегда доходит до упора в две расположенные по диагонали точки кромок направляющей. Если это произойдет в последней фазе перекладки, то тарелка клапана встретится с седлом раньше завершения поворота клапана вокруг верхней кромки направляющей. При таком условии скорость удара клапана по седлу окажется больше скорости удара при чисто поступательном движении. Причем это увеличение скорости удара, как показал приближенный расчет плоскопараллельного движения клапана при его перекладке, может быть весьма значительным (для дизеля 10Ч 14/14 оно составило ~40%). Подтвердилось это и при экспериментальной проверке, в ходе которой впускные клапаны нагружались только осевым усилием (как это имеет место при использовании в приводе клапанов траверсы) при сохранении тех же значений массово-жесткостных характеристик привода клапанов, что и в исходной конструкции.

Оказалось, что устранение перекладки существенно расширило (кривая 2 на рис. 2) диапазон «спокойной» работы впускных клапанов: если при исходной конструкции частота вращения распределительного вала, при которой были зарегистрированы серьезные нарушения движения впускных клапанов, составляла около 1350 мин<sup>-1</sup>, то при их разгрузке от боковых сил аналогичные нарушения начинались только после 1500 мин<sup>-1</sup>, т. е. примерно на том же скоростном режиме, на котором прекращалась «спокойная» работа и привода выпускных клапанов.

Расчетно-экспериментальное исследование условий работы механизма газораспределения автомобильного дизеля с четырехклапанной головкой цилиндра позволило сделать вывод о целесообразности разгрузки клапанов, управляемых вильчатым коромыслом, от боковых усилий, вызывающих перекладку клапана в направляющей и при увеличенной длине стебля клапана способных значительно увеличить силу удара по седлу. Очевидно также, что, если клапаны с удлиненным стеблем не разгружены от боковых усилий, то расчет только их поступательного движения недостаточен для оценки условий посадки на седло.

Хотя в ходе исследований установлен факт незначительного влияния различной жесткости приводов двух впускных клапанов одного цилиндра на ухудшение динамических качеств механизма газораспределения, при разработке его конструкции следует обеспечивать одинаковую, достаточно высокую жесткость приводов одноименных клапанов, что приведет к увеличению работоспособности двигателя.

# Влияние бескомпрессорного наддува на характеристики ДВС

Д-р техн. наук ЯНУШ МЫСЛОВСКИ

Щецинский политехнический институт

**Т**РАДИЦИОННЫЕ двигатели внутреннего сгорания достигли сравнительно высокой степени развития и конструктивного совершенства. Тем не менее работы по улучшению их характеристик, в частности, увеличению КПД, продолжаются. При этом особое внимание уделяется такому важному фактору, как наполнение цилиндров.

Сейчас четко просматривается тенденция, с одной стороны, увеличивать коэффициент наполнения, а с другой — снижать коэффициент избытка воздуха. Причина такой постановки вопроса понятна: она связана с необходимостью экономить энергетические ресурсы и защищать окружающую среду от вредного действия компонентов отработавших газов.

Ведутся также работы по созданию двигателя постоянной мощности, т. е. двигателя, развивающего максимальную мощность независимо от скорости вращения коленчатого вала. Эта цель достигается использованием динамического или комбинированного наддува (динамический — турбонаддув), применяемого и рекламируемого в последнее время швейцарской фирмой «Зауэр». Но динамический наддув эффективен в довольно узких пределах скорости вращения коленчатого вала. В связи с этим для получения двигателя постоянной мощности все чаще стали применять второй способ: турбонаддув служит для увеличения крутящего момента на режимах средней и высокой частот вращения коленчатого вала, а динамический — в области малых частот, где турбокомпрессор имеет сравнительно низкий КПД. Дополнительное преимущество такого решения — действие динамического наддува в период разгона, когда турбокомпрессор работает с опозданием (вследствие инерции его ротора) и не обеспечивает необходимую подачу воздуха к цилиндрам.

Такова качественная сторона проблемы. Чтобы оценить ее количественно, необходимо точно определить, как зависит коэффициент наполнения от частоты вращения коленчатого вала двигателя с динамическим наддувом. Для этой цели нужно прежде всего проверить пригодность методов, применяемых в настоящее время при исследовании одноцилиндровых двигателей, для двигателей многоцилиндровых.

По мнению автора, из них наиболее пригоден метод безразмерных коэффициентов Брандштеттера: он позволяет сравнивать разные двигатели независимо от их главных размеров; с другой стороны, дает возможность разработать программу на ЭВМ и тем самым обеспечивает дальнейшие теоретические исследования вместо дорогостоящих лабораторных. И такая программа разработана.

Она служит для определения величины коэффициента наполнения в зависимости от переменных конструктивных параметров (диаметр цилиндра, ход поршня, диаметр и длина впускных трубопроводов) двигателя, а также переменных параметров его работы (давление наполнения, давление в цилиндре, частота вращения коленчатого вала).

Анализ табуляграмм показал, что при всех опробованных размерах впускного трубопровода наблюдается положительное влияние динамического наддува на коэффициент наполнения, величина которого (0,802 для номинальной частоты

вращения коленчатого вала) в большинстве случаев значительно превышают коэффициент наполнения в двигателе без наддува.

Для того чтобы проверить результаты, полученные на ЭВМ, а также подобрать такие геометрические параметры впускного тракта, при которых величина коэффициента наполнения оптимальна (следовательно, топливо сгорает безымично), были проведены стендовые испытания двигателя. Объектом последних был дизель мод. SW-680, изготовленный заводом «PZL-Дельта Мелец» по лицензии фирмы «Лейланд».

В результате испытаний была получена (рис. 1) поверхность, показывающая зависимость дымности  $D$  газов от длины  $L$  впускного трубопровода и частоты  $n$  вращения коленчатого вала двигателя. Эта поверхность пересекается с показанной на рисунке поверхностью  $D_0$  допускаемых величин дымности.

Для уменьшения сопротивления диаметр впускных трубопроводов, соединяющих коллектор с впускными каналами головки цилиндров, брали равным 65 мм, а перед впусканым отверстием головки уменьшали его до диаметра этого отверстия (50,4 мм). Длину трубопроводов варьировали в пределах от 1000 до 1300 мм. В таких условиях наименьшая дымность наблюдалась при длине, равной 1243 мм (кривая I на рис. 1), причем она не превышала допускаемой дымности для диапазона 1000—1900 мин<sup>-1</sup> частот вращения коленчатого вала, что соответствовало коэффициентам наполнения от 1,025 до 0,95. Но для практического применения на автомобилях пригодны впускные трубы длиной 943, 935 или 843 мм. Поэтому на рис. 2 приведена многопараметрическая характеристика дымности для одной из них — длиной 943 мм, причем штриховыми линиями показана характеристика (изолинии дымности) для двигателя с системой динамического наддува, а сплошными — без нее (цифры на кривых — дымность в ед. Бош). Здесь же нанесены кривые  $D_0$  допускаемой дымности, а также зависимости давления наполнения  $P_a$  и среднего эффективного давления  $P_e$  в цилиндрах от частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Из рисунка видно, что двигатель с наддувом имеет лучшую характеристику, чем без наддува. Так, при нагрузке 0,75  $N_e$  (кривая II) дымность отработавших газов у первого не превышает 1,7, в то время как для второго — составляет 2,5—3 ед. Бош; при 0,85  $N_e$  (кривая III) соответственно 2,2 и 4 ед. Бош. И характерно, что как с наддувом, так и без него дымность газов вблизи номинальной частоты вращения коленчатого вала заметно возрастает.

Такая картина наблюдалась в случае простых, индивидуальных для каждого цилиндра впускных трубопроводов.

При использовании же коллекторов удовлетворительные результаты были получены для среднего из них при длине впускного трубопровода, равной 743 мм (т. е. 3/4 оптималь-

Рис. 1. Зависимость дымности (ед. Бош) отработавших газов от длины впускного трубопровода и частоты вращения коленчатого вала дизеля для внутреннего диаметра трубопровода, равного 65 мм

Рис. 2. Многопараметрическая характеристика дымности дизеля SW-680: I, II, III, IV и V — зависимости  $P_a$  от  $n$  при  $N_e$  соответственно равной 58, 103, 117, 132 и 139 кВт

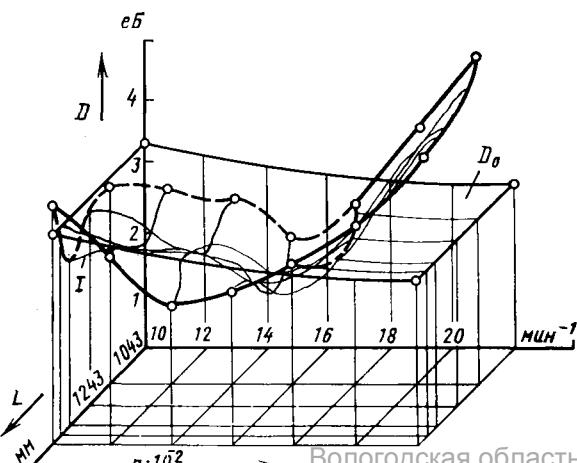
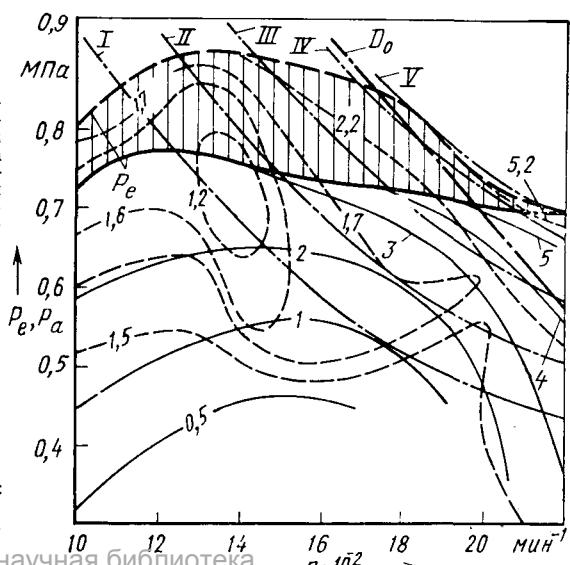


Рис. 4. Влияние угла опережения впрыскивания на мощность дизеля SW-680

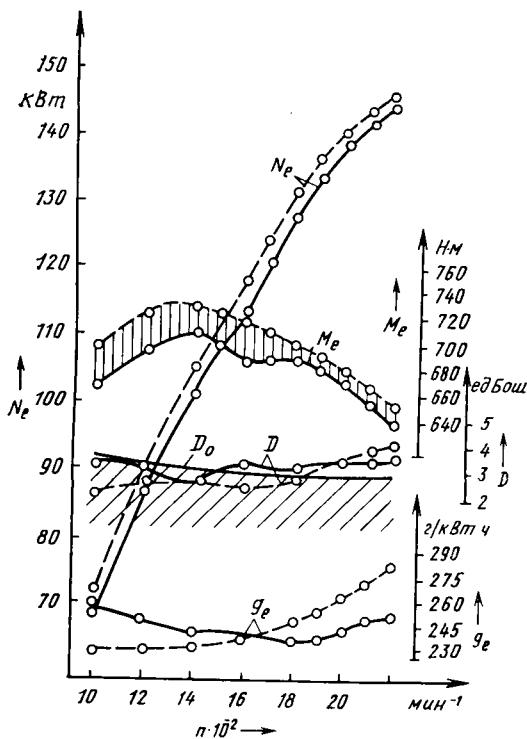


Рис. 3. Внешняя скоростная характеристика дизеля SW-680 с коллектором среднего объема

ной длины индивидуального впускного трубопровода). Номинальная мощность двигателя в этом случае составляла 145,55 кВт (рис. 3), что превышало его исходную мощность на 1,1%, а в диапазоне низких и средних частот вращения коленчатого вала — примерно на 6%. Максимальный крутящий момент, равный 716 Н·м, наблюдался при частоте вращения коленчатого вала, равной 1300 мин<sup>-1</sup>. Дымность отработавших газов была удовлетворительная на скоростных режимах 1000—1850 мин<sup>-1</sup> и не превышала допускаемую. При частотах от 1850 мин<sup>-1</sup> и более дымность хотя и превышала норму, тем не менее была меньше, чем для двигателя без наддува, и только при частотах выше 2000 мин<sup>-1</sup> она была больше дымности двигателя без наддува, при номинальной мощности доходя до 4 ед. Бощ. (Измерения давления в коллекторе подтвердили предыдущие наблюдения и преимущества «среднего» коллектора, объем которого равен двум объемам цилиндра: для коллектора, объем которого составляет 2,25 объема цилиндра, результаты оказались хуже).

Одним из основных регулировочных параметров, влияющих на эксплуатационные качества ДВС, является угол опережения впрыскивания топлива. Считается, что при применении компрессорного наддува (механического или турбокомпрессор-

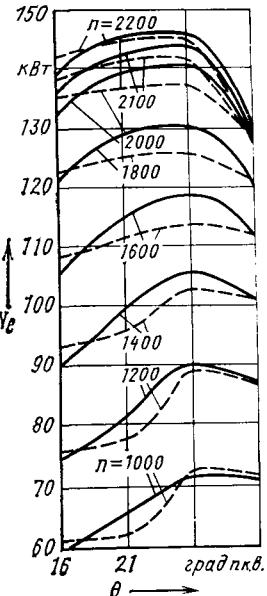
ного) угол опережения впрыскивания необходимо уменьшать. Для бескомпрессорного же наддува этот вопрос не решен, что заставило провести специальное исследование. Его результаты показаны на рис. 4.

Из рисунка следует, что для двигателя с индивидуальными впускными трубопроводами (длиной 743 и 865 мм) оптимальный угол опережения впрыскивания составляет те же 26° п.к.в., что и для двигателя без динамического наддува.

Таким образом, метод безразмерных коэффициентов Брандштеттера оказался пригодным для оценки коэффициента наполнения как двигателя с динамическим наддувом (причем не только для случая индивидуальных впускных трубопроводов), так и для двигателя с впускными каналами, разветвленными в головке, и впускными трубопроводами, подсоединенными к общему коллектору. Реальной оказалась и программа, разработанная на основе этого метода, что подтвердили результаты стендовых испытаний двигателя SW-680.

В частности, установлено, что программу расчетов можно применять для двигателя с разветвленными трубопроводами при условии, если такты наполнения соседних цилиндров, питаемых от такого трубопровода, осуществляются через период, равный не менее чем 240° п.к.в. В этом случае влияние разветвления минимально. Кроме того, испытания показали, что объем впускного коллектора должен равняться примерно двум объемам цилиндра двигателя (вывод совпадает с результатами исследований А. Т. Бинашвили) и что в случае перехода к бескомпрессорному наддуву изменять угол впрыскивания топлива необходимости нет. (Это можно объяснить тем, что давление в конце такта наполнения в цилиндре сравнительно невелико и поэтому не влияет на условия образования рабочей смеси в цилиндре, как это происходит в случае компрессорного наддува).

Знание характера изменения коэффициента наполнения цилиндров двигателя позволяет правильно выбирать производительность насоса высокого давления. Последнее, в свою очередь, обуславливает оптимальный, с точки зрения топливной экономичности, подбор характеристик ТНВД (т. е. взаимную увязку зависимостей крутящего момента и удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала). А это значит, что, не применяя компрессорный наддув, можно добиться увеличения мощности двигателя и одновременно его соответствия требованиям стандартов по токсичности и дымности отработавших газов.



УДК 621.923.5:621.43-222.002.2

## Формирование рабочих поверхностей гильз цилиндров ДВС методом антифрикционно-деформационного хонингования

Д-р техн. наук И. Х. ЧЕПОВЕЦКИЙ, С. А. ЮЩЕНКО, Л. С. ГРИГОРОВА

Институт сверхтвердых материалов АН УССР

НАДЕЖНОСТЬ и долговечность ДВС, его КПД в значительной степени зависят от качества рабочих поверхностей гильзы цилиндра и поршневых колец. Помимо тренияционного взаимодействия этих деталей, на которое приходятся 40—60% всех механических потерь в двигателе, в контакте «гильза — поршневое кольцо» при работе ДВС происходят сложные физико-химические процессы, обусловленные высокими температурами, а также природой применяемых топлива и масла.

Так, уже в первые часы работы двигателя хромированное компрессионное кольцо из-за несовершенства поверхности гильзы может получить царапины. Это приводит к образованию на поверхности кольца карбида хрома, который в силу своей хрупкости легко скальвается и начинает работать в цилиндре как абразив. Результаты такого процесса — увеличение износа гильзы, уменьшение ресурса и снижение КПД двигателя.

Поэтому технологическое обеспечение

требуемых триботехнических свойств пары «поршневое кольцо — гильза цилиндра» является одной из актуальных задач современного двигателестроения.

Как известно, алмазное плосковершинное хонингование — наиболее распространенный метод финишной обработки рабочей поверхности гильз цилиндров ДВС. Дальнейшее его развитие — алмазное антифрикционно-деформационное хонингование. Последнее отличается качественно новым, более высоким уровнем обработки, т. е. формированием

№ № п/п	Марки брусков, применяемых на операциях предварительного (в числителе) и окончательного (в знаменателе) хонингования гильз цилиндров	Параметры шероховатости окончательно обработанной поверхности			Величина коэффициента трения поверхности		Интенсивность износа, мкм/мин	Повышение износостойкости, число раз
		$R_a$ , мкм	$R_{max}$ , мкм	$t_p$ при $p=10\%$	исходной	приработанной		
1	AC20 160/125-MC1 AC6 80/63-BC2	1,15	0,16	17,20	0,19	0,112	0,100	1
2	AC20 100/80-MO4 KM2/1-MO8-1Ц	0,89	5,19	31,97	0,14	0,080	0,020	5,0
3	AC20 100/80-MO4 KM2/1-MO8-1-3	0,95	7,61	23,90	0,17	0,084	0,036	3,6
4	AC20 100/80-MO4 KM2/1-MO8-1С	0,97	6,79	18,90	0,19	0,110	0,041	2,4
5	AC20 125/100-MO4 KM2/1-MO8-1Ц	1,17	6,33	17,67	0,17	0,100	0,033	3,3
6	AC20 125/100-MO4 KM2/1MO8-1-3	1,45	7,68	22,17	0,17	0,110	0,037	2,6
7	AC20 125/100-MO4 KM2/1-MO8-1С	1,10	8,59	27,03	0,19	0,120	0,057	1,8

оптимального плосковершинного микрорельефа гильзы и созданием на ее рабочей поверхности антифрикционного (приработочного) покрытия. При этом не требуется увеличивать число операций и время обработки.

Для насыщения поверхности антифрикционными материалами используются разработанные в Институте сверхтвердых материалов АН УССР антифрикционные бруски, которые выполнены из композиционного материала конструкционного характера. Состав этого композита включает антифрикционные материалы, обладающие низким коэффициентом трения и высокой пластичностью, что обеспечивает высокую работоспособность пары «поршневое кольцо — гильза цилиндра», несмотря на изменения механических свойств внутреннего поверхностного слоя гильз цилиндров при работе ДВС.

При обработке гильзы происходит перенос материала бруска на поверхность детали, заполнение впадин ее микропрофиля и защемление попавше-

го туда материала при деформировании вершин микровыступов. Кроме того, нагрев обрабатываемой поверхности, сопутствующий хонингованию, способствует формированию на поверхности гильзы антифрикционной пленки, связанной с основным металлом за счет химически активных компонентов материала антифрикционного бруска.

Микрорентгеноструктурный анализ поверхности гильзы, обработанной методом антифрикционно-деформационного хонингования, подтвердил, что состав полученной пленки идентичен составу антифрикционного бруска. Лабораторные исследования метода в целом показали, что для получения в результате антифрикционно-деформационного хонингования микропрофиля поверхности, близкого к уже приработанному, необходимо обеспечить на операции предварительного хонингования среднюю высоту профиля шероховатости, равную 9—15 мкм. Было также установлено, что наибольшим химическим средством к материалу гильз обладают сле-

дующие антифрикционные бруски: KM2/1-MO8-1Ц; KM2/1-MO8-1-3 и KM2/1-MO8-1С.

Для разработки практических рекомендаций по внедрению обработки гильз цилиндров двигателей ГАЗ-51, ГАЗ-52, ЗМЗ-53 и ЗМЗ-672 методом антифрикционно-деформационного хонингования было проведено лабораторное исследование влияния на износостойкость и коэффициент трения обработанной поверхности зернистости алмазных брусков для предварительного и антифрикционных брусков для окончательного хонингования.

На машине трения СМЦ-2 испытывались образцы гильз, обработанные в промышленных условиях методом антифрикционно-деформационного хонингования с использованием различных брусков на одинаковых режимах, и для сравнения — такие же гильзы, но обработанные методом обычного алмазного плосковершинного хонингования. Испытания велись при трении со смазкой (моторное масло для дизелей) по схеме «диск — колодка».

Результаты исследования приведены в таблице.

Из нее видно, что окончательная обработка гильзы цилиндров ДВС методом антифрикционно-деформационного хонингования (пункты 2—7 в таблице) позволяет в 1,8—5 раз повысить износостойкость ее рабочей поверхности по сравнению с гильзой, обработанной по применяемой в настоящее время технологии (пункт 1). Кроме того, благодаря правильному выбору средней высоты микропрофиля, получаемого предварительным хонингованием, и типа антифрикционных брусков для окончательной обработки на 30% снижается величина коэффициента трения, что, понятно, приводит к увеличению мощности, КПД двигателя и снижению расхода горюче-смазочных материалов. Все это позволяет рекомендовать алмазные бруски с зернистостью 100/80 для обработки гильз двигателей ГАЗ-51, ГАЗ-52, ЗМЗ-53 и ЗМЗ-672 на операции предварительного и бруски KM2/1-MO8-1Ц (последние изготавливаются серийно на опытном заводе Института сверхтвердых материалов АН УССР) на операции окончательного хонингования.

УДК 620.179.152:621.43

## Радиационный контроль кривошипно-шатунного механизма ДВС

Д. А. БОЙКО, В. Л. ЧАХЛОВ, М. М. ШТЕЙН

НИИ электронной интроскопии при Томском политехническом институте имени С. М. Кирова

**К**РИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ механизм — один из основных узлов ДВС, определяющих его моторесурс, и поэтому исследование этого узла при создании двигателя и проверке его в эксплуатации имеет важное значение. В принципе динамика кривошипно-шатунного механизма изучена достаточно полно, однако реальный характер движения поршня вблизи ВМТ, представляющий наибольший интерес, зачастую остается неясным, так как его исследования обычно проводятся при частичной или полной разборке двигателя.

Выход из этой ситуации найден — в применении для контроля состояния кривошипно-шатунного механизма ДВС радиационного метода. Заключается он в следующем.

Цилиндр работающего двигателя просвечивается пучком проникающего излучения. При этом поршень, перемещаясь в пучке, перекрывает его на разную величину и тем самым меняет поток излучения, прошедший через двигатель. По изменению этого потока, которое регистрируется прибором, мож-

но определять положение поршня в любой момент времени как в процессе работы ДВС, так и в неработающем двигателе (при прокручивании коленчатого вала).

В цилиндре четырехтактного ДВС поршень в районе ВМТ при разных тактах занимает разные положения, что объясняется переменным характером действующих на него сил и наличием зазоров в шатунных подшипниках. Измеряя разность положений поршня — например, при рабочем ходе, а затем при выпуске отработавших газов, — можно определить суммарный зазор в подшипниковых сопряжениях шатуна, а следовательно, и степень изнашивания кривошипно-шатунного механизма, причем сделать это без разборки двигателя.

Проведенный теоретический анализ метода указывает на его высокую чувствительность при приемлемых интенсивностях источника излучения, размерах и массе испытательной установки.

На рис. 1 показана структурная схема устройства, реализу-

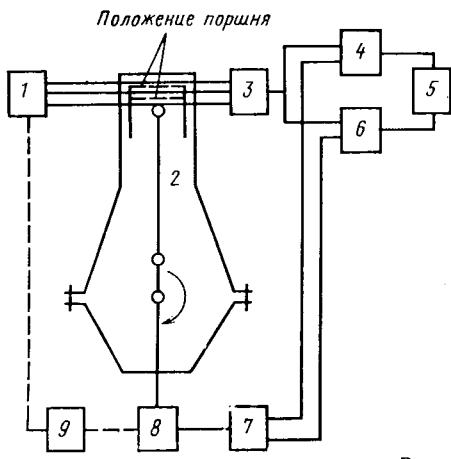


Рис. 1

ющего радиационный контроль кривошипно-шатунного механизма. По одну сторону двигателя 2 на уровне ВМТ устанавливается источник 1 излучения, а с противоположной — датчик 3 излучения. Угловое положение коленчатого вала определяется датчиком 8: во время работы двигателя с этого датчика при фиксированных положениях коленчатого вала подаются импульсы в устройство 7 управления ключами 4 и 6. Ключи открываются при заданных положениях коленчатого вала, и сигнал с датчика излучения поступает на измерительный прибор 5. Если в установке используется импульсный источник излучения, то в схему дополнительно вводится устройство управления 9 запуском этого источника, сигналы на которое подаются с датчика 8.

Экспериментальные исследования радиационного контроля проводились на серийном двигателе ЯМЗ-238. Это говорит о том, что выбранный метод дефектоскопии был подвергнут серьезному испытанию: блок и гильза цилиндра этого дизеля имеют большую суммарную толщину (около 80 мм чугуна и стали), поглощающую большую часть излучения, а головка поршня — малый лучевой размер (при диаметре поршня 130 мм он не превышает 70 мм алюминия — из-за камеры сгорания, выполненной в днище). Оба эти фактора снижают чувствительность метода.

Для просвечивания двигателя использовали широко распространенный промышленный радионуклидный источник излучения на основе цезия 137, интенсивность которого позволяет реализовать радиационный контроль кривошипно-шатунного механизма.

Градуировка прибора проводилась при неработающем двигателе. Условия определения градуировочной характеристики задавались такими, чтобы при измерении положений поршня в статике и динамике они не изменялись. Для этого длительность регистрации излучения в периоде выбиралась равной 0,2 мс. За это время при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя, равной 1000 мин<sup>-1</sup>, поршень перемещался относительно ВМТ не более чем на 0,01 мм, а угол п. к. в. (угол регистрации излучения) составлял 1,2°. При полном перекрытии поршнем щели коллиматора регистрируемый сигнал уменьшался на 60%, что соответствует расчетам.

В эксперименте с работающим двигателем датчик углового положения коленчатого вала устанавливался на торец последнего с некоторым (до 20°) упреждением относительно контролируемого положения поршня в ВМТ. Устройство управления ключами позволяло регулировать интервал и начало регистрации излучения при разных угловых положениях коленчатого вала. Для измерения разности положений поршня, характеризующей суммарные зазоры в подшипниковых узлах КШМ, запуск обоих ключей осуществлялся поочередно при одном и том же положении коленчатого вала.

На рис. 2 показана полученная радиационным методом зависимость перемещения поршня от угла п.к.в. в районе ВМТ при разных тактах работы двигателя. Измерения проводились при угле регистрации излучения, равном 1,2°, с интервалом 1,2°. Величина измеряемого зазора  $Z_3$  в ВМТ составила 0,34 мм. Пунктирными линиями показаны результаты расчетов. Точность измерения перемещений поршня составила 0,025 мм.

Исследованиями было установлено, что зависимость разности положений поршня от углового положения коленчатого вала очень незначительна. Это позволяет при использовании источников непрерывного излучения увеличить угол регистрации до 10—15° и тем самым повысить мощность сигнала и точность измерения зазоров. Возрастающая в данном случае погрешность измерения, которая обуславливается динамикой поршня, носит систематический характер, поэтому ее можно скорректировать (за счет уменьшения статической погрешности).

Для проверки результатов измерений радиационным методом в процессе эксперимента зазоры в подшипниковых узлах кривошипно-шатунного механизма определяли и при помощи механического глубиномера с точностью до 0,01 мм. Сравнение данных, полученных разными методами, показало их хорошую сходимость.

Что касается предельной точности, которую можно достичь, применяя при указанных измерениях радионуклидные источники излучения, то она находится на уровне 0,02—0,025 мм. Объясняется это низкой (не более 9—10%) долей излучения, попадающей на регистрирующий прибор.

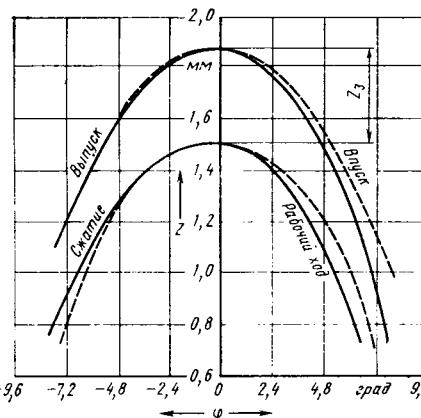


Рис. 2

Для контроля положений поршня и зазоров с более высокой точностью необходимо использовать легко транспортируемые источники с малой длительностью импульсов излучения, при которой поршень за время измерения перемещается на незначительную величину. Кроме того, для просвечивания двигателя с большой суммарной толщиной блока и гильзы цилиндра требуется более высокая энергия излучения. Лучше всего этим требованиям соответствуют промышленные малогабаритные бетатроны, которые генерируют импульсы излучения с достаточно высокой энергией и длительностью не более 5—10 мкс. Рассеянное излучение при их работе мало, поэтому радиационная защита требуется небольшая. Предварительные расчеты показали, что при использовании малогабаритных бетатронов с регулируемой частотой и стабилизированным излучением точность контроля перемещений поршня может достичь 0,003—0,01 мм.

Устройства, реализующие радиационный метод измерений, могут найти широкое применение на заключительных этапах создания и совершенствования ДВС, а также в процессе их эксплуатации — для выявления преждевременного износа деталей кривошипно-шатунного механизма.

#### УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

Московский магазин № 8 «Техника» предлагает книгу издательства «Машиностроение»:

**Светик Ф. Ф. Проектирование механизмов раскладки нити: Учеб. пособие для вузов. 1984. — 216 с., ил. — В пер.: 95 к.**

Изложены основы теории, описаны устройство и прин-

цип действия механизмов раскладки нити, даны математическое описание, критерий оптимальности и алгоритмы для их анализа и проектирования по заданным технологическим и кинематическим параметрам с обязательным условием получения равновесной намотки. Приведены конкретные примеры использования аналитических методов проектирования механизмов раскладки нити с применением ЭВМ.

УДК 656.13.08

## Перспективы повышения пассивной безопасности АТС

Канд. техн. наук А. И. РЯБЧИНСКИЙ, О. В. МЕЛЬНИКОВ

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

**В** СВЯЗИ с ростом энергооруженности автотранспортных средств и улучшением качества дорог проблеме повышения пассивной безопасности специалисты всех стран уделяют все более пристальное внимание.

В частности, в нашей отрасли разработаны методологические основы и практические методы исследования автомобиля как элемента системы обеспечения пассивной безопасности дорожного движения. На ЦНИАП НАМИ создан комплекс сооружений и оборудования, позволяющий испытывать АТС по всему объему существующих и перспективных международных и национальных предписаний по пассивной безопасности, причем делать это на стадиях проектирования, доводки и эксплуатации всех типов автотранспортных средств (легковых и грузовых автомобилей, автобусов и т. д.), давать оценку элементов, оказывающих влияние на безопасность человека в автомобиле при ДТП: ударно-прочностных свойств кузовов, функциональных свойств ремней безопасности, травмобезопасности рулевых управлений, сидений, панелей приборов, подголовников и др.

Комплекс включает стендовый зал площадью 2000 м<sup>2</sup> и разгонную полосу длиной 200 м. Кроме того, имеется дополнительная специальная площадка с полосой разгона для испытаний дорожных ограждений.

В результате проведенной работы конструкция современных отечественных АТС с точки зрения обеспечения пассивной безопасности стала даже более совершенной, чем по другим элементам комплекса «человек — автомобиль — дорога — сре-да». И особенно важную роль сыграли в этом защитные удерживающие средства — ремни безопасности. Тем не менее проблема совершенствования ремней безопасности остается. Об этом в частности, свидетельствует тот факт, что в 1984 г. в г. Таллине был проведен посвященный ей международный симпозиум.

Материалы симпозиума позволяют сформулировать основные направления, по которым должны идти работы, связанные с повышением пассивной безопасности самих АТС, а также специальных защитных устройств.

Так, в отношении защитных удерживающих средств (ремней безопасности) обязательным условием такой работы является учет параметров, определяемых уровнем пассивной безопасности автомобиля. Это прежде всего изменение скорости автомобиля при столкновении (характеризует условия ДТП), среднепротяженные его перегрузки при столкновении и максимальные деформации (характеризуют ударно-прочностные свойства автомобиля).

Для определения первого из названных параметров используется статистический метод исследования, базирующийся на анализе реальных ДТП. Например, шведская фирма «Вольво» (Швеция) ведет постоянное наблюдение за всеми выпущенными ею автомобилями в радиусе 100 км от г. Гётеборга. Исследовательский центр фирмы имеет несколько готовых к выезду методико-инженерных бригад, одна из которых дежурит даже в выходные и праздничные дни. После получения сообщения о ДТП представители центра выезжают на место происшествия, составляют его схему, получают все необходимые данные об условиях столкновения (опрокидывания), деформациях и разрушениях, наличии пострадавших. Если возможно, проводится беседа со всеми участниками ДТП и свидетелями. Затем поврежденный автомобиль прямо с места происшествия доставляют в лабораторию фирмы, где проводится дальнейший инструментальный анализ характера деформаций и разрушений. Из медицинского учреждения центр получает отчет о характере травмирования пострадавших и справку о количестве дней их нетрудоспособности, а из до-

рожной полиции — официальное сообщение о причинах и характере ДТП. На основе полученных документов делаются выводы об эффективности защиты пользователей и биомеханике травмирования.

В настоящее время фирма располагает данными по 15 тыс. изученных по такой схеме происшествий. А если учесть, что ею систематически анализируются последствия тяжелых ДТП с автомобилями «Вольво» по всей Швеции и Западной Европе, то общее число материалов по ДТП, которыми она располагает, составляет 500 тыс.

ВНИИ БД также систематически анализирует последствия дорожно-транспортных происшествий. Одно из таких исследований показало, например, что в СССР применение ремней безопасности позволяет снизить число раненых при ДТП водителей и пассажиров легковых автомобилей в 2,4 раза, а число погибших — в 3,7 раза. Кроме того, анализ последствий ДТП, произошедших при скоростях столкновения от 15 до 125 км/ч, свидетельствует об эффективности ремней безопасности во всем диапазоне скоростей, но особенно — при 60—90 км/ч. Причем ремни эффективны при всех видах столкновений и на всех моделях легковых автомобилей.

Таковы факты. Однако, несмотря на очевидную пользу применения ремней безопасности, органы дорожного надзора столкнулись с нежеланием некоторых водителей и пассажиров пользоваться ими. Так, даже в Эстонской ССР, где разъяснительная работа ведется особенно интенсивно, при движении на загородном шоссе ремнями безопасности пользуются 96,5% водителей индивидуального транспорта, а государственного — только 62,8%, в г. Таллине — соответственно 76 и 54%, в других городах и регионах — еще меньше.

По данным МАДИ, частота пользования ремнями безопасности составляет: г. Москва — 30%, Московская область — 23%, Московская кольцевая автодорога — 30%; г. Фрунзе — 25%; шоссе Сочи — Сухуми — 18—31%. Но, несмотря на небольшой процент применения ремней безопасности водителями и пассажирами легковых автомобилей, они позволяют снизить тяжесть последствий ДТП в среднем на 68,5%. Поэтому «популяризация» этих средств пассивной безопасности и контроль за их использованием — важнейшая задача.

Второе направление работ — совершенствование самих защитных удерживающих средств с точки зрения как надежности их работы, так и удобства пользования ими. Например, кроме давно известных «пассивных» ремней безопасности сейчас применяются ремни с дополнительными устройствами, выводящими язык замка в удобную для пользователя зону при застегивании; системы сигнализации незастегнутых ремней и т. д.

Третье направление — решение такой важной проблемы, как использование ремней безопасности пассажирами заднего сиденья легковых автомобилей, которое, по данным фирмы «Вольво», снижает тяжесть их травмирования при ДТП на 30%. Более того, непривязанные пассажиры, сидящие на заднем сиденье, при фронтальном столкновении автомобиля перемещаются вперед, в результате чего впереди сидящие, даже если они закреплены ремнями, получают травмы такой же тяжесть, как и без ремней. По данным той же фирмы, в Швеции во время ДТП травмируется 4% детей, сидящих впереди, и 40% — сзади. Особенно опасны травмы в том случае, если ребенок стоит сзади между передними сиденьями или не закреплен удерживающей системой на заднем сиденье.

Основываясь на этих, а также полученных другими фирмами данных, можно сделать вывод, что наиболее безопасными

вариантами перевозки детей на автомобилях являются следующие.

1. Детей в возрасте до трех — четырех лет — на специальному детском сиденье с высокой спинкой, устанавливаемом на переднем сиденье рядом с водителем против хода автомобиля. При таком положении ребенка мать, если она за рулем, может наблюдать за ним, не слишком отвлекаясь от управления автомобилем.

2. Детей в возрасте до одного года — в специальных кроватках-контейнерах на заднем сиденье. Для закрепления контейнера между передним сиденьем и подушкой заднего следует предусматривать специальную подставку.

3. Детей в возрасте четырех лет и старше — на специальному сиденье-подставке, устанавливаемом на подушке заднего сиденья и закрепляемом поясной лямкой ремня безопасности. При этом за счет подбора высоты подставки (различной для разных возрастных групп детей) геометрия штатного ремня безопасности подгоняется под позу ребенка.

4. Для предотвращения травмирования детей, стоящих сзади (если они не закреплены ремнями безопасности), можно использовать защитный экран, имеющий энергопоглощающее покрытие и устанавливаемый за спинками передних сидений. В средней части его целесообразно выполнять в виде третьего решетчатого подголовника, в едином стиле с интерьером автомобиля.

Анализ современных требований к ремням безопасности, богатый опыт их испытаний и применения в различных странах позволяют определить пути повышения эффективности используемых защитных удерживающих систем.

Ряд направлений работ, намеченных упоминавшимся выше международным симпозиумом, связан с грузовыми автомобилями и автобусами. Эти направления основаны на общизвестном факте, что наиболее частыми и опасными видами ДТП с грузовыми АТС являются опрокидывание, фронтальное столкновение и что кабины этих автомобилей не всегда обеспечивают защиту водителей и пассажиров. Между тем использование других средств их защиты, например внедрение ремней безопасности, может дать соответствующий эффект только при условии, что уровень ударно-прочностных свойств кабин сможет обеспечить сохранение внутреннего пространства в условиях ДТП. В противном случае ремни безопасности или другие защитные удерживающие средства не только не уменьшат, но могут даже увеличивать вероятность тяжелого травмирования водителя и пассажиров.

Учитывая сказанное, работы по созданию и исследованию защитных удерживающих систем для водителей и пассажиров грузов АТС должны быть связаны, в первую очередь, с повышением ударно-прочностных свойств кабин (увеличения жесткости их верхней части, особенно в поперечном направлении, за счет защитных элементов или использования высокого переднего борта грузовой платформы), во-вторых, с оснащением таких кабин ремнями безопасности специальных конструкций. В частности, так как сиденье водителя грузового автомобиля, как правило, подпрессоренное, а многие органы управления расположены на значительном расстоянии от него, то ремни водителя должны иметь вытягивающие устройства. Что же касается мест крепления ремней, то требования к ним определяют поправки серии 02 к Правилам № 14 ЕЭК ООН: в соответствии с ними микроавтобусы массой не более 3,5 т и все грузовые автомобили с 1987 г. будут иметь такие места. Причем прочностные требования к местам крепления на автобусах и грузовых автомобилях массой более 3,5 т предъявляются в 2 раза менее жесткие: 6,9 вместо 13,8 — для крепления диагональной лямки и 11,5 вместо 23,0 кН — для поясной. Такая разница связана с тем, что нормированная скорость столкновения для последних принятая близкой к 35 км/ч (вместо 50 км/ч для легковых автомобилей). На наш взгляд, это достаточно разумное решение, и его выполнение не представляет больших практических проблем.

В грузовых автомобилях и автобусах возможны три варианта крепления ремней безопасности: к кабине, к сиденью и комбинированный. Но опыт показывает, что для подпрессоренных сидений лучшим решением является именно комбинированный вариант, при котором нижние точки (две) крепления располагаются на сиденье. Из дополнительных устройств пассивной безопасности для защиты водителя достаточно, как показывают результаты испытаний, иметь лишь энергоемкое покрытие рулевого колеса.

Очень важное направление — совершенствование конструкции ремней безопасности. В частности, улучшение их характеристики «усиление — растяжение» за счет уменьшения зазора между ремнем и водителем (пассажиром); повышение энергопоглощающей способности с целью снижения общих нагрузок на человека; оптимизация кинематики и динамики про-

цесса нагружения человека; повышение удобства пользования ремнями.

Примером реализации этих направлений может служить совместная работа ЦНИИП НАМИ и других заинтересованных организаций, которые создали устройство предварительного натяжения ремней в момент столкновения автомобиля с препятствием, где в качестве источника энергии использован пиротехнический заряд. Опробованы также ремни безопасности с разным относительным управлением поясной и диагональной лямок (20% и 8%), которые больше всего соответствуют динамике процесса столкновения, имеющемуся пространству для смещения человека в автомобиле при ДТП и разной толерантности таза и груди к воздействию нагрузки.

Однако хорошая характеристика ремней безопасности не является, как уже упоминалось, гарантией эффективной защиты человека в автомобиле. Важна еще и кинематика перемещения человека при ДТП, которая определяется геометрией расположения мест крепления ремней, а также формой, жесткостью и прочностью сидений. Это особенно четко проявляется на двухдверных автомобилях. Установка в них ремней с втягивающими устройствами потребовала специальных мер для обеспечения удобства посадки на заднем сиденье, в частности, уменьшения угла наклона нижних концов лямок в некоторых моделях до 32°. Поэтому при проведении испытаний по Правилам № 16 ЕЭК ООН с имитацией геометрии мест крепления ремней перемещение манекена иногда оказывается больше, чем при контрольных испытаниях, и даже больше регламентированных Правилами. Кроме того, не удовлетворяются требования по абдоминальному критерию из-за сползания поясной лямки на живот, а неудовлетворительная геометрия верхней точки крепления приводит к повышенным нагрузкам на человека, и т. д. Опыт показывает, что для обеспечения оптимальной кинематики необходимо, чтобы: минимальный угол наклона нижней лямки был не меньше 40° (для двухдверных автомобилей это достигается введением элементов, позволяющих менять положение нижней эффективной точки в рабочем положении и при посадке); замок ремня располагался на салазках сиденья; положение верхней точки крепления ремня регулировалось по росту пользователя, а сама она находилась на сиденье; замки ремней крепились на легкоизгибающихся тросах.

Недостаточные жесткость переднего края подушки сиденья и прочность каркаса приводят к известному явлению «подныривания» пользователя под ремень безопасности и рулевое колесо. Поэтому необходимо ввести требование, чтобы угол подушки сиденья при динамическом испытании был не меньше 10+5°, а само сиденье было достаточно прочным, имело вполне определенные энергопоглощающие свойства.

С целью повышения частоты использования ремней необходимо повысить удобство пользования ими. Например, обеспечить: вокруг переднего сиденья свободное пространство, достаточное для беспрепятственного застегивания и регулировки ремня, досягаемости языка замка в его нерабочем положении (особенно у двухдверных автомобилей); возможность легкой подгонки правильного прилегания лямок людьми с различными антропометрическими признаками, легкое втягивание лямки в аварийно-запираемое втягивающее устройство. Нужно также, чтобы максимальное усилие на грудь пользователя от лямки втягивающего устройства не превышало 3,2 Н, а время приведения системы в рабочее состояние составляло 1,5—1,9 с. Многое делается и еще нужно многое сделать и для снижения усилия от диагональной лямки на плечо пользователя.

Что касается систем, которые закрепляют ремнями безопасности водителя или пассажира при их посадке (закрывании двери), то большинство зарубежных автомобильных фирм такие работы ведут, причем ведут интенсивно. Однако созданные системы пока дороги и недостаточно надежны.

Из всего сказанного следует, что уровень защиты водителя и пассажира при ДТП обеспечить вполне возможно. Для этого необходимо оптимизировать все параметры, характеризующие безопасность защитных удерживающих систем, мест их крепления, сидений и интерьера салона автомобиля (автобуса). Потому что самые хорошие характеристики удерживающей системы могут быть сведены на нет из-за недостатков самого АТС. Поэтому окончательную оценку пассивной безопасности человека в автомобиле, наряду с испытаниями отдельных элементов последнего в соответствии с Правилами ЕЭК ООН № 14, 16, 17 и 21, должны давать результаты полномасштабных испытаний, т. е. испытаний на антропометрических манекенах, размещенных на АТС и закрепленных защитными удерживающими средствами. При динамических испытаниях ремней необходимо использовать не унифицированное сиденье на тележке, а сиденье автомобиля, для которого предназначается ремень, с имитацией геометрии мест его крепления в автомобиле.

# Автоматика органов управления сцеплением

Канд. техн. наук Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ, В. А. МИРОНОВ, канд. техн. наук Д. Г. ПОЛЯК  
НАМИ

**В** СССР на базе автомобилей особо малого и малого классов общего назначения выпускаются их модификации, предназначенные для управления: двумя руками и одной ногой; только руками; рукой и одной ногой. Последняя оборудована (см. рисунок) автоматически действующим электровакуумным приводом сцепления (ЭПС), хорошо зарекомендовавшим себя в эксплуатации<sup>1</sup>. В связи с этим было решено исследовать возможность применения ЭПС и на автомобилях первых двух модификаций, т. е. на предназначенных для управления как только двумя руками, так и двумя руками и одной ногой.

Такая возможность, в принципе, есть. Дело в том, что ЭПС можно устанавливать на обычном серийном автомобиле. При этом неавтоматический привод сцепления в нем сохраняется. Правда, играет он роль не рабочего, а только дублирующего, используемого, например, при необходимости пуска двигателя «с боксера» или принудительного выключения сцепления при остановке двигателя во время движения на крутом подъеме.

Переход от автоматического к неавтоматическому управлению сцеплением достаточно прост — водитель при помощи установленного на щитке приборов электрического выключателя ЭПС отключает систему автоматики от бортовой сети автомобиля.

Такое простое изменение способа управления сцеплением, во-первых, позволило проводить сравнительные испытания с приводами обоих типов на одних и тех же автомобилях; во-вторых, что немаловажно, состояние узлов испытуемого автомобиля в этом случае влияло в одинаковой мере на его показатели, несмотря на разные приводы сцепления.

Автомобили особо малого класса, предназначенный для управления только руками, дооборудуется, как известно, рычагами ручного привода дроссельной заслонки, размещенными внутри рулевого колеса; рычагами ручного привода тормозов и сцепления (справа от водителя). На автомобиле малого класса, предназначенного для этой цели, устанавливаются: рычаг ручного привода дроссельной заслонки (на рулевой колонке), на который можно воздействовать как правой, так и левой рукой; рычаг ручного привода сцепления (слева от водителя).

Оборудование для управления автомобилем особо малого класса двумя руками и ногой отличается от предназначенного

<sup>1</sup> Есеновский-Лашков Ю. К., Поляк Д. Г. Автоматизация управления сцеплением. Проблемы, перспективы, область применения. — Автомобильная промышленность, 1983, № 8, с. 17—18.

для управления только руками тем, что в нем для выключения сцепления используется та же педаль с ножным приводом, что и на серийном автомобиле.

Результаты испытаний рассматриваемых специальных автомобилей особо малого класса на динамические качества приведены в табл. 1, а автомобилей малого класса — в табл. 2.

Таблица 1

Показатель	Управление двумя руками		Управление двумя руками и ногой	
	ЭПС	Серийный привод сцепления	ЭПС	Серийный привод сцепления
Максимальная скорость, км/ч	113,03	113,02	114,4	114,4
Время (с) прохождения дистанции длиной (при разгоне с места), м:				
400	24,1	24,6	23,8	23,9
1000	46,1	46,95	45,75	45,7

Таблица 2

Показатель	Серийные органы управления	ЭПС, управление приводом дроссельной заслонки левой рукой		ЭПС, управление приводом дроссельной заслонки правой рукой	
		ЭПС, управление приводом дроссельной заслонки левой рукой	ЭПС, управление приводом дроссельной заслонки правой рукой	ЭПС, управление приводом дроссельной заслонки левой рукой	ЭПС, управление приводом дроссельной заслонки правой рукой
Максимальная скорость, км/ч	134	134	134	134	134
Время (с) прохождения дистанции длиной (при разгоне с места), м:					
400	28,5	25	27	27	49
1000	51	45,5			
Время (с) разгона до скорости, км/ч:					
60	15	12	14,4	14,4	14,4
80	27	19,8	24,5	24,5	24,5
100	39,5	30	35	35	35
Среднее время одного переключения передач, с	2,5	0,7	1,5	1,5	1,5

Как видно из табл. 1, при педальном (ножном) приводе сцепления (т. е. у автомобиля, предназначенного для управления двумя руками и одной ногой) динамические показатели практически такие же, как и при его оборудовании ЭПС; при ручном приводе сцепления (т. е. у автомобиля, предназначенного для управления только руками) динамические показатели автомобиля особо малого класса чуть хуже, чем в случае его оборудования ЭПС (например, время разгона возрастает на 0,5—0,85 с). У автомобиля же малого класса

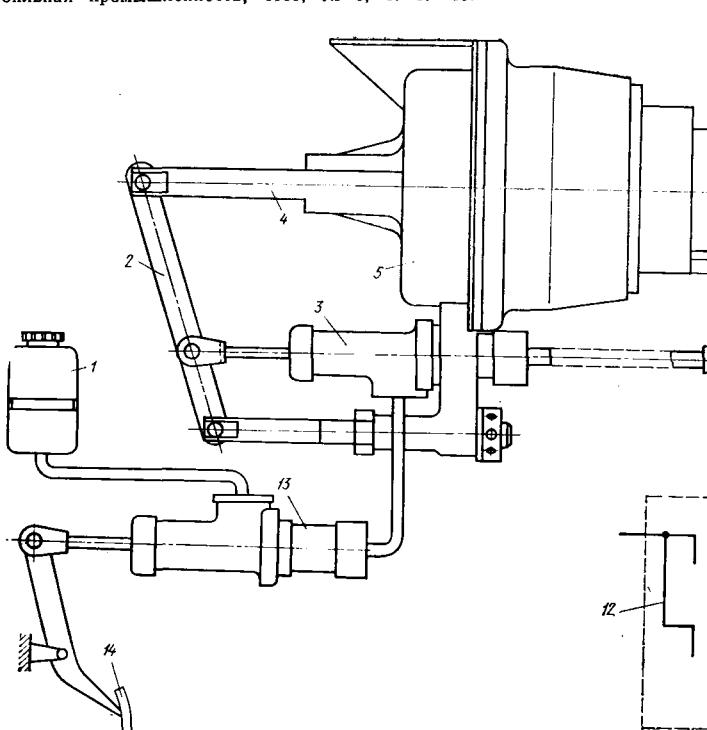


Схема автоматического электровакуумного привода сцепления:  
 1 — бачок системы гидропривода;  
 2 — рычаг;  
 3 — главный гидроцилиндр ЭПС;  
 4 — шток вакуумной сервокамеры;  
 5 — вакуумная сервокамера с регулирующим электромагнитным клапаном;  
 6 — обратный клапан;  
 7 — впускной коллектор двигателя;  
 8 — рабочий гидроцилиндр привода сцепления;  
 9 — устройство принудительного выключения сцепления;  
 10 — электронный блок управления ЭПС;  
 11 — щиток управления;  
 12 — переключатель режимов ЭПС;  
 13 — главный гидроцилиндр серийного (дублера) привода сцепления;  
 14 — педаль дублера привода сцепления

Таблица 3

Услов- ный номер водите- ля	Время, с, про- хождения за- данного участ- ка при		Выиг- рыш во време- ни при ЭПС, с
	ручном приво- де сцепле- ния	ЭПС	
1	26	30	4
2	31,5	36	4,5
3	29	33,6	4,6
4	30,5	37,5	7

Таблица 4

Услов- ный номер водите- ля	Продолжи- тельность, с, пре- одоления подъ- ема при		Выиг- рыш во време- ни при ЭПС, с
	ручном приво- де сцепле- ния	ЭПС	
1	3,3	6,1	2,8
2	1,9	9,4	7,5
3	5,7	8,7	3,0
4	8,7	10	1,3

(табл. 2) разница в динамических показателях при ручном приводе сцепления и при использовании ЭПС значительно больше. Причина — установка рычага управления дроссельной заслонкой не внутри рулевого колеса, а на рулевой колонке. Дело в том, что независимо от типа привода сцепления (по условиям безопасности эксплуатации автомобиля) требуется, чтобы в процессе переключения передач, во-первых, хотя бы одна рука водителя находилась на рулевом колесе, во-вторых, для обеспечения нормального управления автомобилем в процессе переключения передач необходимо иметь возможность одновременно воздействовать на рычаги приводов дроссельной заслонки и сцепления. В случае же установки рычага привода дроссельной заслонки на рулевой колонке оба эти условия могут быть выполнены только при использовании разных рук для управления этими рычагами (левой для воздействия на привод сцепления, правой — на привод управления дроссельной заслонки). Поэтому при переключении передач водитель дважды меняет положение каждой руки на рулевом колесе, что приводит к существенному увеличению продолжительности процесса переключения передач. При автоматическом же управлении сцеплением и воздействии на рычаг управления дроссельной заслонки левой рукой процесс переключения передач существенно упрощается: водитель для перевода рычага переключения передач снимает с рулевого колеса только правую руку и одновременно отпускает левой рукой рычаг привода дроссельной заслонки (не снимая ее с рулевого колеса). В процессе перевода рычага переключения передач сцепление автоматически выключается, благодаря чему водитель без дополнительных операций может включить другую передачу. После этого ему требуется только нажать левой рукой на рычаг привода дроссельной заслонки.

В табл. 3 приведены результаты прохождения автомобилем особо малого класса заданного участка пути при его трогании с места без специального форсирования процессов разгона и переключения передач, т. е. при обычных условиях эксплуатации автомобиля в городе. В испытаниях участвовали четыре водителя. Из таблицы следует, что применение ЭПС обеспечивает заметное увеличение средней скорости движения автомобиля.

При ручных органах управления наиболее сложным для водителя является трогание автомобиля с места на крутом подъеме. В особенности это относится к автомобилям, предназначенным для управления только руками. Их оборудование ЭПС, как показали исследования, существенно упрощает действия водителя: при этом он должен лишь отпустить тормоз и затем нажать на рычаг управления дроссельной заслонки.

В табл. 4 приведены данные по продолжительности (от начала трогания до момента окончания пробуксовки сцепления) преодоления подъема, равного 10—12%, автомобилем особо малого класса при ручном приводе всех его органов управления и при ЭПС. Как из нее видно, в случае ЭПС время, затрачиваемое на преодоление подъема, существенно меньше: при ручном приводе сцепления автомобиль, как правило, вначале

откатывается назад и только после этого начинается его трогание с места. Кроме того, при ручном приводе двигатель в процессе трогания автомобиля с места иногда останавливается.

Удобство управления автомобилем с ручным и автоматическим приводами сцепления оценивалось с помощью водителей различных квалификаций и возрастных групп, а также по сравнительным динамическим показателям автомобиля. При этом 100% водителей отметило существенное упрощение работы в автомобиле, оборудованном ЭПС. То есть водители подтвердили данные испытаний, приведенные в табл. 2, 3 и 4.

Топливная экономичность автомобилей оценивалась по результатам испытаний в условиях городского движения. Они показали, что применение ЭПС вместо ручного привода сцепления на топливной экономичности автомобиля сказывается незначительно: установка ЭПС либо вообще не влияет на расход топлива, либо в отдельных случаях дает экономию ~1%.

Аналогичные результаты дали испытания автомобилей на стенде с беговыми барабанами в режиме городского ездового цикла.

В этих же условиях определялась токсичность отработавших газов. Установлено, что для автомобилей особо малого класса тип привода сцепления практически не влияет на количество выбросов продуктов горения в атмосферу; на автомобиле малого класса применение ЭПС уменьшает токсичность отработавших газов по всем компонентам. В особенности по выбросам окиси углерода, которой при применении ЭПС было примерно на 40% меньше, чем в случае ручного привода сцепления. Полученный результат может быть объяснен более длительным переключением передач при ручном приводе сцепления, вследствие чего частота вращения коленчатого вала за это время успевает заметно снизиться. После же окончания переключения она должна быстро возрасти.

Нагрузочный режим выжимного подшипника сцепления оценивался при движении автомобилей по городским маршрутам с различной интенсивностью движения. В ходе испытания было установлено, что с увеличением интенсивности движения относительная продолжительность работы этого подшипника под нагрузкой возрастает как при ручном приводе сцепления, так и при ЭПС. Кроме того, в случае ЭПС общее время работы подшипника под нагрузкой больше, чем при ручном приводе сцепления. Это происходит из-за того, что во время остановок или стоянок автомобиля, связанных с условиями городского движения, сцепление при ручном приводе находится во включенном состоянии, а при ЭПС, вследствие низкой частоты вращения коленчатого вала во время стоянок автомобиля, сцепление выключено, т. е. привод воздействует на выжимной подшипник, и чем длительнее стоянки автомобиля, тем большую часть общего времени работы подшипника под нагрузкой составляет его работа во время стоянок.

Это хорошо видно из табл. 5, где приведены результаты сравнительных испытаний автомобиля малого класса, оборудованного ручным приводом сцепления и ЭПС. Но видно также и то, что в случае учета времени работы выжимного подшипника только в период движения автомобиля относительная продолжительность его работы под нагрузкой при ЭПС оказывается меньшей, чем при ручном приводе сцепления.

Поскольку увеличение продолжительности работы выжимного подшипника под нагрузкой уменьшает его долговечность, в автоматику управления сцеплением целесообразно ввести устройства, позволяющие во время стоянок автомобиля снимать нагрузку с подшипника, т. е. включающие сцепление. Таким устройством может быть, например, выключатель, срабатывающий при нейтральном положении рычага управления передачами.

В целом проведенные испытания показали, что по всем показателям, за исключением нагрузочного режима выжимного подшипника, автомобильный привод сцепления обеспечивает автомобилю более высокие показатели, чем ручной. Следовательно, установка ЭПС на автомобилях всех модификаций, предназначенных для инвалидов, не только возможна, но и целесообразна.

Таблица 5

Маршрут	Тип привода сцепления	Число остановок на 1 км	Число переключений передач на 1 км	Отношение общей продолжительности стоянок к общему времени движения	Скорость движения, км/ч		Относительная продолжительность работы выжимного подшипника под нагрузкой (по отношению к общему времени движения)
					средняя техническая	средняя эксплуатационная	
Внутри кольца	Садового	1,26	6,4	0,19	37,1	25,8	0,26
	ЭПС	1,4	7,7	0,23	34	26,2	0,47
За пределами кольца	Садового	0,66	3,5	0,24	42,8	34,6	0,22
	ЭПС	0,61	2,9	0,19	46,5	38,4	0,27

# Испытание и доводка диафрагменного сцепления грузовых автомобилей

В. Н. БАРУН, Ю. П. АНДРОНОВ, А. С. НАЗАРЯН, Г. А. ХРАМЦОВ

Камское объединение по производству большегрузных автомобилей

**Д**ИАФРАГМЕННОЕ сцепление грузовых автомобилей<sup>1</sup>, разработанное на КамАЗе, к настоящему времени прошло испытания и доводку.

На первом этапе определялись характеристики диафрагменной пружины и уточнялась методика расчета с целью приближения расчетных и экспериментальных характеристик (см. рисунок).

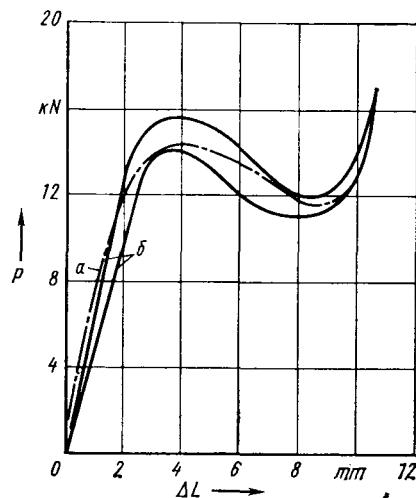
Одновременно решалась задача оптимизации геометрических параметров пружины не только с точки зрения протекания ее характеристики, но и для обеспечения наименьшей концентрации и достаточно низкого уровня напряжений в пружине, т. е. задача повышения ее долговечности.

Все это выполнялось с применением метода фотоупругих покрытий как на моделях, так и на натурных образцах.

Второй этап — стендовые испытания на долговечность и определение износостойких свойств натурных образцов сцеплений.

Первые проводились по специальной методике (с использованием калиброванных плит различной толщины, имитирующих ведомый диск при различных степенях его износа) на электрогидравлическом пульсаторе с применением техно-

логического сцепления. В последнем вместо заклепок крепления диафрагменной пружины к кожуху были применены болты. Это позволило использовать его неоднократно для испытания образцов диафрагменных пружин различной толщины. Износостойкие свойства определялись в соответствии с ГОСТ 1786—



Расчетная (a) и экспериментальная (b) зависимости создаваемого диафрагменной пружиной усилия от ее деформации

<sup>1</sup> Диафрагменное сцепление грузовых автомобилей / В. Н. Барун, Ю. П. Андронов, А. С. Назарян, Г. А. Храмцов. — Автомобильная промышленность, 1985, № 5, с. 21—22.

80. Их результаты показали следующее: суммарный износ комплекта фрикционных накладок — 0,92 мм; коэффициент трения — 0,2—0,3; силовые характеристики диафрагменных пружин от рабочей температуры сцепления практически не зависят; отказов диафрагменных пружин и других деталей сцепления не было.

Третий этап — дорожные испытания сцеплений. Проводились они по специальной методике на автомобилях двух моделей: КамАЗ-5511 полной массой 19 т (с двигателем, имеющим максимальный крутящий момент 650 Н·м) и КамАЗ-53222 полной массой 38 т (максимальный крутящий момент двигателя 800 Н·м). В результате выяснилось, что сцепления в обоих случаях работают надежно. Так, суммарная величина износа фрикционных накладок на автомобиле КамАЗ-5511 составила всего 0,1 мм, а на КамАЗ-53222 — 0,35 мм. Коробление нажимных дисков не превышало 0,05—0,06 мм.

Таким образом, испытания показали, что разработанное специалистами КамАЗа однодисковое диафрагменное сцепление вполне можно применять для передачи крутящего момента двигателя до 800 Н·м, т. е. на автомобиле полной массой 38 т. Причем его долговечность и надежность значительно выше, чем в традиционных схемах.

## Методика расчета передаточных чисел трансмиссии легкового автомобиля

Канд. техн. наук А. С. КОНДРАШКИН, д-р техн. наук В. А. УМНЯШКИН, Н. М. ФИЛЬКИН

Производственное объединение «Ижмаш»

**О**ДНИМ из резервов улучшения топливной экономичности и тягово-скоростных свойств автомобиля является, как известно, оптимизация передаточных чисел его трансмиссии. Но использовать этот резерв (что нужно уже на стадии проектирования) не очень просто, так как единого критерия, который бы полностью характеризовал топливную экономичность и тягово-скоростные свойства автомобиля, пока не найдено. Поэтому задачу оптимизации приходится решать при помощи ряда частных критериев.

В качестве таких критериев для передаточных чисел трансмиссии обычно берутся расходы топлива (в городском, европейском городском и магистральном ездовых циклах, а также при заданных скоростях движения), максимальные преодолеваемый подъем и скорость на горизонтальной дороге, средняя скорость движения в ездовом цикле, время разгона с места (с переключением передач) до заданной конечной скорости и на заданном

участке пути и некоторые другие. И чем больше частных критериев оптимальности рассматривается, тем с большей достоверностью можно судить о достоинствах и недостатках рассчитанного ряда передаточных чисел трансмиссии.

Однако многие частные критерии противоречат один другому (например, уменьшая расход топлива в городском ездовом цикле, мы в то же время ухудшаем некоторые частные критерии тягово-скоростных свойств автомобиля).

Выход из создавшегося положения предлагается следующий: в качестве критерия оптимальности передаточных чисел трансмиссии с точки зрения топливной экономичности берется обобщенный критерий оптимальности, который представляет собой комбинацию частных критериев топливной экономичности, с соответствующими весовыми коэффициентами, которые определяются одним из экспериментальных методов. (Например, задача минимизации расхода топлива в городском и магистральном ездовых циклах

заменяется задачей минимизации суммы расходов топлива с весовыми коэффициентами важности 0,6 и 0,4 соответственно. На частные критерии тягово-скоростных свойств автомобиля назначаются ограничения.)

В качестве обобщенного критерия можно брать, например, среднерегламентированный эксплуатационный расход топлива при пробеге автомобилем 100 км, отнесенный к максимальной скорости. Например, для автомобиля с максимальной скоростью выше 130 км/ч за среднерегламентированный расход топлива принимают сумму, состоящую из 35% расхода при установленной скорости 90 км/ч, 10% — при 120 км/ч и 55% — при городском цикле.

В случае, когда решается задача улучшения динамических свойств автомобиля, то в качестве обобщенного критерия оптимальности нужно использовать сумму частных критериев оптимальности тягово-скоростных свойств, скорректированных весовыми коэффициентами

важности. На частные же критерии топливной экономичности налагаются ограничения.

Главная трудность при решении обеих задач состоит в выборе критериальных ограничений: чтобы они были обоснованными, нужно определить ресурсные возможности автомобиля по каждому критерию и диапазоны их изменения, т. е. найти минимально возможные значения времени разгона до заданных скоростей, расходов топлива в ездовых циклах и т. д., что сводится к отысканию экстремумов функций многих переменных (передаточных чисел трансмиссии).

Построив обобщенный критерий оптимальности, например, по топливной экономичности, и назначив ограничения на частные критерии тягово-скоростных свойств, специалист тем самым задачу многокритериальной оптимизации сводит к обычной задаче многомерной оптимизации с ограничениями. В качестве целевой функции берется обобщенный критерий оптимальности, который рассматривается как нелинейная функция передаточных чисел трансмиссии. При этом другие конструктивные параметры автомобиля, скоростная и нагрузочные характеристики двигателя считаются неизменными.

Численных методов решения многомерных экстремальных задач разработано много. Однако все они позволяют минимизировать лишь целевую функцию без ограничений, но в условии рассматриваемой задачи есть ограничения на скоростные свойства автомобиля (или его топливную экономичность). Поэтому приходится использовать штрафные функции, которые преобразуют исходную задачу с ограничениями в задачу без ограничений: из оптимизируемой функции и ограничений строится новая функция, в которой нарушение ограничений приводит к резкому росту этой функции.

Для решения задачи, сформулированной в такой форме, применяется оптимизационный градиентный метод — метод наискорейшего спуска, идея которого заключается в следующем: выбираются исходная точка поиска минимума и шаги изменения независимых переменных (передаточных чисел трансмиссии), используемые для определения составляющих вектора градиента минимизируемой функции. Затем независимые переменные корректируются в направлении наискорейшего убывания этой функции (направление вектора антиградиента). После этого в качестве исходной точки берутся измененные передаточные числа трансмиссии, и процесс минимизации повторяется.

Поиск минимума целевой функции заканчивается при уменьшении модуля градиента минимизируемой функции до заданного минимального значения. В качестве оптимального решения принимаются передаточные числа трансмиссии, соответствующие минимуму целевой функции.

Штрафные функции препятствуют выходу решения из допустимой области определения, т. е. все рассчитанные пере-

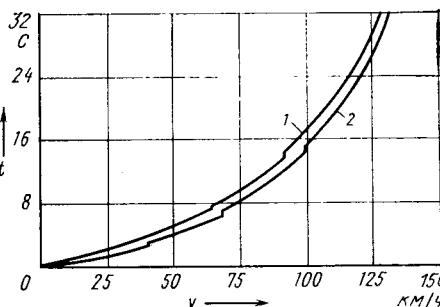


Рис. 1

даточные числа трансмиссии будут удовлетворять назначенным ограничениям.

Время поиска оптимального решения существенно зависит от выбора начальной точки оптимизации. В связи с этим за исходную точку минимизации следует брать передаточные числа трансмиссии, рассчитанные по одному из известных законов. Однако при этом следует помнить, что целевая функция может быть многоэкстремальной. Поэтому процесс минимизации необходимо повторить несколько раз — с различными начальными точками (их можно выбирать на ЭВМ, используя алгоритмы расчета псевдослучайных чисел).

Основной рассмотренной методики является математическая модель исследуемого автомобиля, представляющая собой набор алгоритмов, реализованных на ЭВМ и позволяющих вычислять значения частных критериев оптимальности. Корректность этой модели проверена путем сопоставления результатов расчета с результатами дорожных испытаний: их сходимость оказалась достаточно высокой. Например, погрешность определения на ЭВМ расхода топлива в европейском городском ездовом цикле составила менее 3%, а расчета времени разгона с места с переключением передач на горизонтальной дороге до заданной конечной скорости (во всем возможном диапазоне скоростей) — менее 4%.

В качестве примера использования рассмотренного выше метода можно привести результаты решения конкретной задачи с ограничением: минимизация расхода топлива в городском ездовом цикле по первым трем ступеням передаточных чисел трансмиссии с ограничением времени разгона до скорости 100 км/ч.

Расчет проводился для заднеприводного автомобиля с пятиступенчатой коробкой передач (пятая передача — ускоряющая) и двигателем максимальной мощностью 54 кВт, развиваемой при частоте вращения коленчатого вала, равной 5500 мин<sup>-1</sup>. Основные конструктивные параметры автомобиля: полная масса — 1200 кг, фактор обтекаемости — 0,43 Н·м<sup>-2</sup>·с<sup>2</sup>, динамический радиус колеса — 0,281 м, высота центра тяжести — 0,516 м, база автомобиля — 2,47 м.

Расчеты показали, что минимальному расходу топлива в городском ездовом цикле соответствуют передаточные числа трансмиссии: 9,857; 6,572; 4,078; 3,267 и 2,645, а минимальному времени разгона

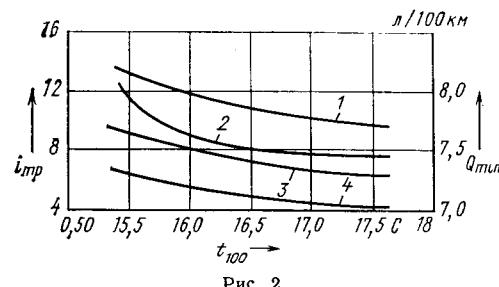


Рис. 2

до 100 км/ч — 15,521; 9,324; 6,138; 3,7 и 2,754.

Сравнение рассчитанных таким образом «экономичной» и «скоростной» трансмиссий еще раз подтверждает, что передаточные числа трансмиссии оказывают существенное влияние на топливно-скоростные качества автомобиля. Зависимости изменения времени разгона автомобиля от скорости разгона (с учетом времени переключения передач и уменьшения скорости при переключении) приведены на рис. 1. Из него видно, что у автомобиля, оборудованного «экономичной» трансмиссией (кривая 1) время разгона до скоростей 60, 80, 100 км/ч на 11,4; 6,8 и 14,2% больше, чем в случае оборудования его «скоростной» трансмиссией (кривая 2). Однако передаточные числа, оптимальные для последней, ухудшают топливную экономичность автомобиля, по сравнению с «экономичными» передаточными числами, на 10,6% в городском ездовом цикле и более чем на 25% — в европейском.

Результаты расчета минимума расхода топлива в городском ездовом цикле для различных ограничений на время разгона до 100 км/ч приведены на рис. 2 (кривая 2). Здесь же показаны (кривые 1, 3, 4) зависимости передаточных чисел трансмиссии, соответствующие минимальному расходу топлива.

Кривые позволяют определить минимальный расход топлива в городском ездовом цикле и передаточные числа трансмиссии, соответствующие данному расходу топлива. Например, если время разгона до скорости 100 км/ч ограничено 17 с, расход топлива в городском ездовом цикле равен 7,45 л/100 км. Передаточные числа первых трех ступеней трансмиссии для данного ограничения на время разгона равны 10,66 (I передача), 6,97 (II передача) и 4,68 (III передача).

В заключение отметим, что на основе рассмотренной методики, реализованной на ЭВМ, удается более объективно подойти к расчету оптимальных передаточных чисел трансмиссии при проектировании новых и модернизации серийных моделей автомобилей, а следовательно, существенно сократить время проектирования и количество дорогостоящих дорожных испытаний. У конструктора появляется возможность обосновывать полученное решение, учитывая произвольное число частных критериев оптимальности. Другим наиболее важным достоинством методики следует считать то, что ее применение позволяет существенно улучшить топливно-скоростные качества автомобиля, причем сделать это на стадии его проектирования.

# Двухосные тележки полуприцепов с поворотными осями

И. В. КАВЕРИН, Ю. А. БЕРЛОВСКИЙ

КТБ «Укртяжстройиндустрия»

**Э**КОНОМНОЕ расходование топлива, бережное отношение к дорогам — наиболее важные ориентиры не только для эксплуатационников, но и для создателей автомобильной техники. Стремление к повышению производительности автотранспорта без увеличения вертикальных нагрузок на дорогу привело к созданию многоосных автопоездов, в том числе с двухосными ходовыми тележками. Преимущества таких автопоездов очевидны. Но у них есть и недостаток: во время поворота двухосные тележки передают на дорожное покрытие значительные боковые усилия. Существенное сопротивление повороту вызывает также повышенный износ шин, а затраты энергии на эту вредную работу обусловливают снижение топливной экономичности автопоездов.

Сопротивление повороту тележки ухудшает управляемость не только многоосных автопоездов, но и одиночных автомобилей, особенно на скользкой дороге. Поэтому дальнейшее совершенствование конструкций как двухосных ходовых тележек автомобилей, так и прицепных звеньев (прицепов и полуприцепов) к ним является задачей, решение которой устраняет целый ряд проблем.

Один из основных путей уменьшения сопротивления повороту автотранспортных средств — применение двухосных тележек с поворотными осями. Такого рода работы успешно ведутся уже многие десятилетия. За рубежом созданы, например, конструкции тележек, кинематическая связь привода управления поворотом осей которых с тягачом осуществляется при помощи тросовых или гидравлических систем. Но есть и более совершенные системы — с кинематической связью посредством рамы полуприцепа. В этом случае устраняются присущие тросовой и гидравлической связям недостатки, так как поворот осей тележек осуществляется при повороте рамы относительно колесных пар. Примером такой конструкции могут служить полуприцепы-контейнеровозы HLS200.78/TK (ГДР), полуприцепы UTVA (Югославия) моделей PP-30/34A, CPP-30/34A и PP-34A, а также выпускаемые фирмой «Гольдхофер» (ФРГ) прицепы-роспуски для перевозки длинномерных строительных конструкций и труб, коники которых кинематически связаны с передней поворотной осью ходовой тележки (поворот коников и управление прицепами здесь осуществляются перевозимым грузом).

Занимаются созданием таких конструкций и многие другие страны, например, Великобритания, США, Франция.

Работа всех реализованных схем управления поворотом тележек основана на изменении угла между осями колесных пар. При этом механический привод осуществляет кинематическую связь поворотных осей (оси) с рамой полуприцепа, которая изменяет свое положение относительно тележки при маневре тягача.

Поворотные могут быть или обе, или одна из осей ходовой тележки. Каждая из них обладает своими достоинствами и недостатками.

Так, если обе оси тележки сделать поворотными на равные углы в противоположные стороны, то сопротивление движению тележки будет минимальным, так как ее задняя ось на поворотах будет двигаться по следу, проложенному шинами передней оси. Следовательно, такая тележка особенно выгодна для применения на грунтовых дорогах, в лесу, на поле и т. д. Если поворачивается только одна задняя ось, то конструкция привода получается значительно проще, но при

этом сопротивление движению тележки по мягким грунтам будет больше. Кроме того, затрудняется отъезд тележки от вертикально расположенных препятствий, так как ось поворачивается в сторону препятствия. Если поворотной сделать одну переднюю ось, этот недостаток устраняется, однако увеличенное сопротивление движению по мягким грунтам остается. Следовательно, тележки с одной поворотной осью приемлемы главным образом для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием.

Вместе с тем нельзя не отметить, что отъезд от стены тележек с одной поворотной осью все-таки менее затруднителен, чем отъезд полуприцепов с традиционным тросовым или гидравлическим приводом: у них механизм управления при помощи рамы прицепа не поворачивает тележку относительно рамы, как это происходит у традиционного привода, а лишь изменяет положение рамы относительно тележки. Поэтому такая конструкция обеспечивает отъезд полуприцепа от стены даже при самом малом радиусе поворота автомобиля-тягача.

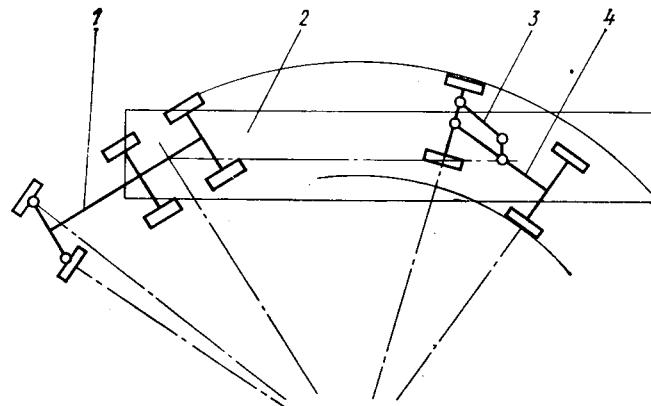


Рис. 2

Большая часть управляемых ходовых тележек полуприцепов имеет рамную конструкцию и содержит несколько поворотных кругов. При этом более нагруженный центральный (верхний) располагается между рамой полуприцепа и рамой тележки. Последняя, соединяясь с рамой полуприцепа шарниро, выполняет функцию балансира, перераспределяя нагрузку от этого круга на оси тележки. Оси крепятся: одна (неподвижная) на раме тележки, а вторая (поворотная) — на специальной раме, соединенной с рамой тележки при помощи поворотного круга. Например, одна из таких тележек, разработанная в США (рис. 1), имеет центральный шкворень 6, который жестко соединен своей верхней частью с верхним поворотным кругом 4, а нижней — с поперечным рычагом 5, расположенным перпендикулярно продольной оси полуприцепа. Рычаг 5 может выключаться в двух вариантах: в первом он изготовлен двуплечим и посредством двух канатов, образующих рулевую трапезию, соединяется с поворотной рамой передней оси; во втором имеет одно плечо и соединяется с рамой передней тележки жесткой тягой. Передаточное число механизма можно регулировать за счет изменения плеч упомянутых рычагов.

Примерно такую же конструкцию имеет прицеп-роспуск (рис. 2) фирмы «Доль» (ФРГ): передаточное отношение его привода можно изменять в зависимости от длины перевозимого груза. Тележка прицепа имеет дополнительный электромеханический привод для маневрирования задним ходом (1 — тягач; 2 — груз; 3 — прицеп; 4 — сцепное устройство).

Особую группу тележек с управлением от рамы прицепа (полуприцепа) составляют безрамные управляемые тележки, устройство подвески которых сходно с устройством балансирной подвески трехосных автомобилей. Такая тележка (рис. 3) разработана в США. Она имеет только один поворотный круг 6, в кронштейнах нижней части которого установлены рессоры 4, опирающиеся на переднюю неповоротную 11 (крепится жестко, хомутами) и заднюю поворотную 7 оси. Вертикальный шкворень 5 тележки имеет рычаги 3 и 9, расположенные

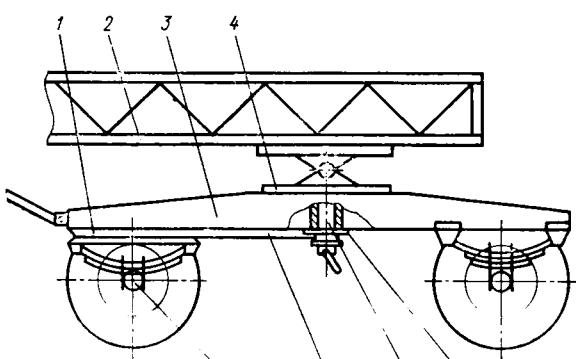


Рис. 1

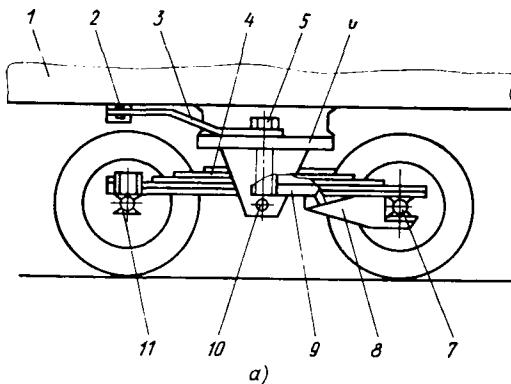


Рис. 4

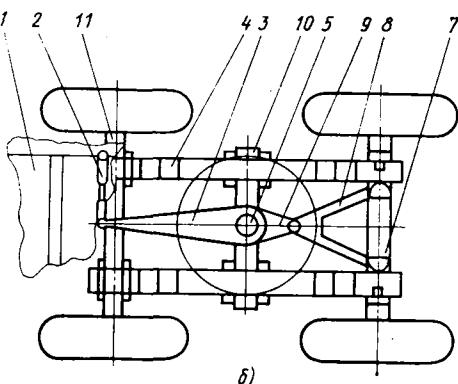


Рис. 3

ные один над другим в продольной вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести полуприцепа. Верхний рычаг при помощи талрепа 2 соединяется с рамой 1 полуприцепа, а нижний — с дышлом 8 задней поворотной оси. При повороте рамы шкворень поворачивает заднюю ось, которая при этом центрируется относительно рессор расположенным на ней упорами с криволинейной поверхностью, взаимодействующей с внутренними боковыми поверхностями задних концов рессор (10 — ось качания рессор).

Второй вариант безрамной конструкции — тележка с изменяемым направлением поворота оси. Задняя поворотная ее ось посредством дышла шарнирно соединена с горизонталь-

ным валом, выполняющим те же функции, что и шкворень в предыдущем случае. Этот вал имеет три вертикальных рычага. Нижний из них сопряжен с дышлом, а два верхних расположены перед и за поворотным кругом тележки. Их верхние концы шарнирно соединены с поперечными тягами, проходящими через отверстия в лонжероне рамы полуприцепа. Одна из этих тяг шарнирно закреплена на лонжероне. При повороте рамы полуприцепа вокруг оси поворотного круга она поворачивает горизонтальный вал, нижний рычаг которого в свою очередь осуществляет поворот задней оси, допустим, вправо. (Если нужно, чтобы направление поворота тележки было противоположным, эту тягу отсоединяют от лонжерона, а вторую крепят к нему.)

Упоминавшиеся выше полуприцепы-контейнеровозы HLS 200.78/TK имеют ходовую тележку с обеими поворотными осями (рис. 4), причем оси поворачиваются на разные углы. Особенность конструкции состоит в том, что в ней нет поворотных кругов. Кронштейны 5 подвески жестко закреплены на раме 1 полуприцепа, а ее мост-рессоры 3 установлены в этих кронштейнах так, что могут поворачиваться в горизонтальной и вертикальных плоскостях. Задняя ось 7 тележки соединена с рамой полуприцепа коротким дышлом 6, а передняя ось 2 — длинным (4). Шарниры соединения лежат в центральной продольной плоскости полуприцепа и смешены назад относительно кронштейнов крепления рессор к раме. При маневрировании автопоезда рама полуприцепа поворачивается относительно мост-рессор, при этом изменяется положение оси тележки. Так как дышло передней оси длиннее, чем задней, то угол ее поворота оказывается меньше.

УДК 629.118.6.012.8

## Моноподвеска для мотоцикла

**Р. Ю. ФАТТАХОВ**

**Д**О НЕДАВНЕГО времени на всех задних колесах мотоциклов использовалась маятниковая подвеска с двумя пружинно-гидравлическими амортизаторами (наилучший образец такой схемы подрессоривания был создан, по мнению ряда зарубежных специалистов, шведской фирмой «Хускварна»). Однако конкуренция между фирмами заставляет усложнять конструкции подвесок и за счет этого обеспечивать мотоциклам, особенно кроссовым, более высокие потребительские качества.

Первый шаг к изменению классической схемы сделала японская фирма «Ямаха», впервые применившая подвеску с одним амортизатором типа «Монокросс» на кроссовом мотоцикле, выступавшем на чемпионате мира в классе 250 см<sup>3</sup> (1977 г). Следом за ней фирма «Кавасаки» разработала подвеску «Уни-трак» с дополнительными рычагами, имеющую нелинейную кинематическую характеристику. Причем определенным образом подобранная система рычагов позволяет получить упругую характеристику подвески с любой (до 100%) степенью про-

грессивности. В результате почти все ведущие фирмы приступили к созданию подвесок с одним амортизатором и системой рычагов. Наиболее удачными конструкциями из них оказались подвески «Пролинк» (рис. 1), впервые примененные

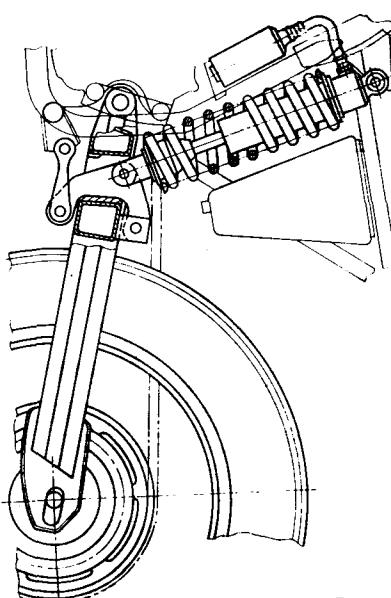


Рис. 1.

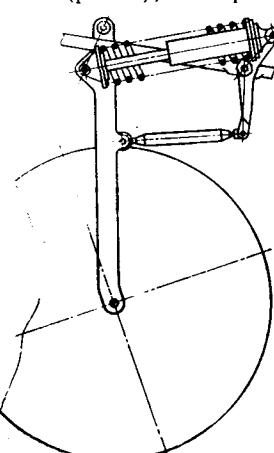


Рис. 2

(1980 г.) на кроссовом мотоцикле класса 500 см<sup>3</sup> фирмы «Хонда», и «Фуллофлатинг» (рис. 2) фирмы «Судзуки». (Рисунки в целях экономии места развернуты на 90°).

И в нашей стране создано несколько вариантов таких подвесок (при этом использовались оригинальная методика проектирования и программа расчета на ЭВМ ЕС-1020). Испытания в условиях кроссовых соревнований показали, что все они обладают хорошими параметрами подпрессоривания и не уступают лучшим зарубежным образцам.

Популярность моноподвески объясняется прежде всего тем, что с появлением этой схемы стало возможным суще-

ственное улучшение параметров подпрессоривания мотоциклов. И все дело в том, что благодаря ей, несмотря на линейность характеристик упругого и гидравлического элемента, удается получать нелинейные упругие и гидравлические характеристики всей подвески и, как следствие, высокую плавность хода и устойчивость движения мотоцикла по дорожным неровностям.

К преимуществам моноподвески также можно отнести и то, что при ней устраивается неизбежное для традиционной схемы различие в функционировании двух амортизаторов, уменьшаются момент инерции качающихся масс подвески заднего колеса и масса мотоцикла.

Однако у новой схемы есть и недостатки. Она сложнее, что связано с наличием рычагов, штанг, шарниров; у нее больше трудоемкость технического обслуживания; более быстрое изнашивание трущихся поверхностей шарниров приводит к нарушению точности работы механизма, появление стуков, вибраций при движении мотоцикла по неровностям. Кроме того, амортизатор, установленный внутри мотоцикла, хуже охлаждается и труднодоступен при обслуживании и регулировке. Но положительных качеств в системе подпрессоривания с одним амортизатором все-таки значительно больше. Поэтому она и получает все большее распространение.

УДК 629.113.012.3.254.6-034.14

## ДИСКИ КОЛЕС ИЗ НИЗКОЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ

П. А. КОРЧАГИН, В. И. ФАЛКОН, Г. А. ЧУГУНОВ, Ю. А. УРУСОВ

Волжский автозавод имени 50-летия СССР

**Н**А ВАЗе постоянно ведутся исследования и поиски оптимальных характеристик различных материалов для изготовления деталей, в том числе дисков колес<sup>1</sup>. Эти работы продолжаются. Например, низколегированная сталь 09Г2 применяется для изготовления дисков колес автомобиля ВАЗ-2121, так как они имеют больший диаметр, чем колеса других моделей, и их диски подвергаются большим нагрузкам в условиях поворота. В частности, стендовые и дорожные испытания показали, что использование низкоуглеродистых сталей 08kp и 15kp такой же толщины, как у мод. 2101 и 2103, не обеспечивает необходимой прочности и долговечности колес автомобиля ВАЗ-2121, и только сталь 09Г2 толщиной 3,5 мм позволила получить прочное и долговечное колесо. Правда, в 1982 г. в производство была внедрена новая, более прочная конструкция диска колеса, что позволило вернуться к использованию низкоуглеродистой стали 15kp толщиной 3,5 мм. Однако на автомобиле ВАЗ-2105 сейчас применяется именно сталь 09Г2. Опыт штамповки дисков колес автомобилей ВАЗ-2121 и ВАЗ-2105 из этой стали показал, что ее применение вместо низкоуглеродистых сталей не требует изменения и особой подналадки штампов. Однако трудности при этом есть. И главная из них состоит в том, что сталь 09Г2 обладает меньшей технологичностью.

Поэтому отдельные партии стали с повышенным содержанием марганца и углерода имели высокий процент брака (разрывы) — при штамповке. Поэтому в дальнейшем были проведены эксперименты по замене стали 08kp и для дисков колес автомобилей ВАЗ-2101 и ВАЗ-2103. Эксперименты показали возможность уменьшения толщины заготовки диска колеса с 3,3 мм до 3,1 мм. При этом прочность и долговечность опытных дисков были не ниже серийных.

Сейчас для дисков колес автомобилей ВАЗ-2105 применяется низколегированная сталь 08ГСЮТ(Ф).

Ее внедрение осуществлялось в два этапа. На первом она применялась без изменения принятой толщины диска. (По результатам стендовых испытаний на усталость, циклическая долговечность дисков колес из стали 08ГСЮТ(Ф) толщиной 3,5 мм составила в среднем 700 тыс. циклов, что в 3,5 раза превышает норму). На втором предусматривалось внедрение этой стали для дисков меньшей толщины.

Обоснование минимально допустимой толщины заготовок проводилось по результатам стендовых испытаний на долговечность на одном уровне нагрузки. Они показали, что даже в случае использования заготовки толщиной 2,9 мм циклическая долговечность в 1,2–1,8 раза выше нормативной. Однако испытания на четырех уровнях нагрузки выявили более кругой наклон левой ветви кривой усталости опытных дисков колес из стали 08ГСЮТ(Ф), чем у серийных дисков из стали 08kp. Поэтому пришлось ограничиться мини-

мальной толщиной 3 мм, которая обеспечивает равенство ограничительных пределов выносливости опытных и серийных дисков.

Опытные диски колес толщиной 3 мм успешно выдержали стендовые и дорожные испытания, и в производство была рекомендована сталь 08ГСЮТ(Ф) толщиной  $3,1^{+0,2}$  мм.

Предполагаемая экономическая эффективность приведена в таблице.

Модель автомобиля	Сталь	Толщина диска, мм	Годовая экономия, т
2101	08 kp 08ГСЮТ (Ф)	3,4 3,1	323
2103	08 kp 08ГСЮТ (Ф)	3,4 3,1	321
2105	08ГСЮТ (Ф) 08ГСЮТ (Ф)	3,5 3,1	602

Из всего сказанного следует, что при выборе марки стали существенную роль играет и ее технологичность при штамповке. Это необходимо учитывать в каждом конкретном случае для определенной конструкции диска колеса.

Кроме того, нужно проводить стендовые усталостные испытания на нескольких уровнях нагрузки и строить кривую усталости (для определения предела выносливости). Предел выносливости опытных дисков меньшей толщины должен быть не меньше, чем у дисков серийных (если, конечно, по каким-либо причинам не возникла необходимость ограничиться меньшим пределом выносливости).

<sup>1</sup> Корчагин П. А. Диски колес уменьшенной металлоемкости. — Автомобильная промышленность, № 2, 1985, с. 10–12.

### УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

Московский магазин № 8 «Техника» предлагает книгу издательства «Машиностроение»:

Титов Н. Д., Степанов Ю. А. Технология литейного производства: Учебник для техникумов по специальности «Литейное производство черных металлов». — 3-е изд., перераб. и доп. 1985. — 400 с., ил. — В пер.: 1 р. 20 к.

Изложены основы проектирования и изготовления модельных комплектов, литейных форм и стержней. Приведены конструкции и методы расчета литниковых систем для отливок из различных сплавов. Третье издание (2-е изд. — в 1978 г.) написано в соответствии с новой учебной программой курса.

Адрес магазина: 103031, Москва, ул. Петровка, 15. Заказы направлять по адресу: 101000, Москва, ул. Чернышевского, 2.

# Снижение загрязняемости городских автобусов

Р. Г. ГАЛУСТЯН, кандидаты техн. наук В. А. КИСИН и В. И. КУЗЬМЕНКО, Н. А. ХОРЕВА

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

**И**звестно, что интенсивное загрязнение городских автобусов ухудшает уровень комфорта пассажиров, затрудняет их ориентирование на маршруте, а в ряде случаев снижает безопасность движения. В связи с этим на ЦНИИАП НАМИ провели специальные исследования. Они показали, что при движении по мокрому дорожному покрытию наиболее интенсивному загрязнению подвергаются вполне определенные поверхности автобусов: боковые стенки и стекла салона, кормовая часть, а также левое зеркало заднего вида.

Механизм такого загрязнения представляется следующим. Первый источник загрязнения — крупные брызги, которые интенсивно отбрасываются в стороны колесами встречных и обгоняющих АТС; второй — собственные колеса автобуса, с которых под действием центробежных сил срываются капли, попадающие на боковые стекла салона, и образуют на них вытянутые следы шириной 1—3 мм (рис. 1). Третий источник загрязнения — мелкодисперсная водяная пыль, которая образуется при движении автобуса по влажной дороге. Эта пыль увлекается потоками воздуха и непрерывно оседает на нижней части боковой и задней поверхностей кузова (темный фон на рис. 1). А на левом зеркале заднего вида оседает водяная пыль от встречного и попутного транспорта.

На мокрых дорогах действуют все три источника загрязнений, однако наиболее активно — два последних. Очевидно, что для снижения их действия на колесных нишах автобусов следует устанавливать грязезащитные ободки, которые перекрывают бы путь каплям, срывающимся с колес под действием центробежных сил, и затрудняют движение мелкодисперсной водяной пыли вместе с потоками воздуха из зон повышенного в зоны пониженного давления. А такие зоны есть. В частности, установлено, что в передних колесных нишах автобусов статическое давление (рис. 2) повышенено и способствует выбросу грязи из них; в задних нишах оно, наоборот, понижено; у левого зеркала заднего вида располагается зона разрежения, у правого — зона повышенного давления.

Причиной такого распределения являются конструктивные особенности испытывавшихся автобусов.

Так, их колеса находятся практически на одном уровне с боковой поверхностью кузова. Поэтому ничто не препятствует каплям воды, срывающимся с колес под действием центробежных сил, попадать на боковую поверхность кузова. В связи с этим было бы целесообразным при создании автобусов несколько уменьшить их колею. Тогда вся вода задерживалась бы в колесных нишах и автобусы загрязнились бы в значительно меньшей степени. Это во-первых.

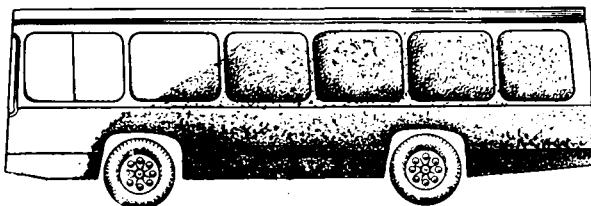


Рис. 1. Схема загрязняемости автобуса

Во-вторых, поскольку передний свес автобусов образует переменный дорожный просвет, в связи с чем под них при движении поступает дополнительная масса воздуха, которая тормозится подвеской, создавая в области передних колесных ниш повышенное давление, то перед передними колесами (на расстоянии ~0,5 м от них) можно устанавливать широкий брызговик, практически полностью перекрывающий дорожный просвет. Как показали эксперименты, за таким брызговиком появляется зона разрежения, которая охватывает и колесные ниши, в результате воздушные потоки изменяют свое направление,

начинают перемещаться от наружной стенки автобуса в область колесных ниш, увлекая мелкодисперсную водяную пыль под него.

На величину статического давления в передних колесных нишах оказывают влияние также штатный брызговик и грязезащитный ободок — оба они повышают давление в колесной нише. Но последний убирать нельзя, так как он необходим, чтобы блокировать второй из источников загрязнения.

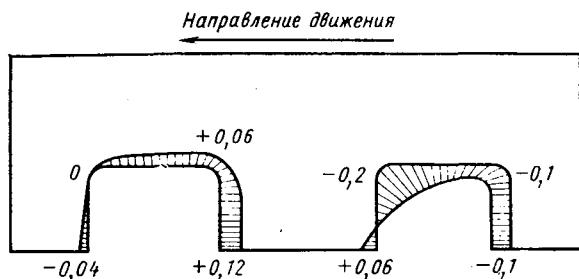


Рис. 2. Эпюра распределения разности коэффициентов статического давления в колесных нишах автобуса

Таким образом, наилучшим, с точки зрения грязезащиты автобуса, оказался вариант с широким брызговиком, установленным перед передними колесами, с грязезащитными ободками на колесных нишах и снятыми штатными брызговиками передних колес. В данном случае площадь загрязнения (см. таблицу) боковой стенки кузова уменьшилась более чем в 4 раза. Правда, при этом загрязнение задней стенки автобуса резко возросло, что стало результатом изменения направления потоков вблизи него: мелкодисперсная водяная пыль начала двигаться под автобусом и выходить сзади, из-под его кормы. Избавиться от этого недостатка удалось за счет установки широкого заднего брызговика.

Конструктивные особенности автобуса	Площадь боковой стенки кузова, м <sup>2</sup>	Площадь загрязнения боковой стенки кузова, м <sup>2</sup>	Величина зоны загрязнения боковой стенки кузова, %
Автобус в исходном состоянии	21	13	62
Автобус снабжен широким брызговиком перед передними колесами	21	7	33
На левой стороне автобуса демонтирован штатный брызговик переднего колеса; на обе колесные ниши установлены грязезащитные ободки	21	3	14

Что касается загрязнения левого зеркала заднего вида, то здесь картина выявила следующая. На исследуемых автобусах оно установлено в зоне разрежения, в которой происходит интенсивное вихреобразование. Поэтому левое зеркало целесообразно вынести вперед, на один уровень с правым, что резко сократит вероятность его загрязнения.

Таковы рекомендации по снижению степени загрязнения автобусов, движущихся по мокрым дорогам. Очевидно, что в других конкретных случаях, т. е. для других типов автобусов, они могут быть иными. Поэтому прежде чем их внедрять, необходимо проводить специальные исследования.

УДК 629.113(47)УАЗ

## Модернизация автомобилей УАЗ

А. В. ВИНОКУРОВ

Ульяновский автозавод имени В. И. Ленина

УЛЬЯНОВСКИЙ автозавод имени В. И. Ленина с мая 1985 г. приступил к производству модернизированных автомобилей УАЗ. Цель модернизации — повысить их технический уровень (ресурс, параметры безопасности, экономичность, комфорта и др.), а потому она затронула практически все их узлы и системы. При этом в значительной степени изменились компоновки и технические характеристики автомобилей. Их модели, в соответствии с принятой в отечественном автомобилестроении классификацией, после модернизации получили новые обозначения (см. таблицу).

Тип автомобиля	Обозначение модели		Примечание
	до модерниза- ции	после modерниза- ции	
Грузопассажирский с мостами, имеющими колесные редукторы	УАЗ-469	УАЗ-3151	Временно, до завершения всего предусмотренного объема модернизации — к новым обозначениям моделей добавляется «01» (например, УАЗ-3151-01)
Грузопассажирский с обычными мостами	УАЗ-469Б	УАЗ-31512	
Санитарный (на базе УАЗ-469Б)	УАЗ-469БГ	УАЗ-3152	
Фургон	УАЗ-452	УАЗ-3741	
Санитарный	УАЗ-452А	УАЗ-3962	
Автобус особо малого класса	УАЗ-452В	УАЗ-2206	
Грузовой с бортовой платформой	УАЗ-452Д	УАЗ-3303	

Модернизация осуществлялась постепенно, на протяжении нескольких лет.

Наиболее значительные конструктивные изменения были внедрены на первом ее этапе (1978—1982 гг.). К ним относятся новые светотехнические приборы (передние и задние фонари, указатели поворотов и их боковые повторители, фонари освещения номерного знака и заднего хода), отвечающие современным требованиям безопасности; телескопические амортизаторы (стали одинаковыми спереди и сзади), которые значительно повышают надежность и долговечность подвески и улучшают плавность хода автомобилей; травмобезопасное внутреннее зеркало заднего вида с противоослепляющим устройством (на УАЗ-469 и модификациях); семилистовые задние рессоры повышенной эластичности (на УАЗ-469Б); травмобезопасная (разрезная) рулевая колонка (на УАЗ-469 и модификациях).

На втором этапе, в 1983 г., на автомобили стали устанавливать модернизированный двигатель УМЗ-414 повышенной до 56,7 кВт мощности и оснащенный четырехлопастным вентилятором системы охлаждения. Последнее, в частности, привело к снижению шумности выпускаемых заводом АТС.

Кроме того, в 1983 г. предприятием освоен стеклоомыватель с электрическим приводом, имеющим совмещенный со стеклоочистителем включение, что значительно повысило удобство управления этими устройствами. Изменения коснулись и узлов шасси, в которых применили некоторые новые подшипники повышенной грузоподъемности и долговечности, а также карданных передач: автомобили стали комплектовать новыми карданными валами, имеющими больший, чем раньше, ресурс. Они отличаются дополнительным центрированием в шлицевом соединении и улучшенным радиально-торцевым уплотнением подшипников крестовин.

На третьем этапе, в 1984 г., двигатель УМЗ-414 получил новый карбюратор мод. К-131 с электронной системой управления, имеющий полуавтоматическую систему облегчения пуска и прогрева двигателя, а также автономную систему холостого хода с экономайзером принудительного холостого хода. Внедрение этого карбюратора позволило заметно снизить расход топлива автомобилями УАЗ.

В том же 1984 г. у двигателя грузопассажирских автомобилей была изменена система охлаждения: она стала закрытой, с расширительным бачком и герметичной пробкой радиатора, что позволило применять в системе низкозамерзающие

жидкости (антифриз или тосол). На автомобилях семейства УАЗ-452 такая система внедрена в 1985 г.

С середины 1984 г. кузова автомобилей УАЗ-469 и их модификаций оборудуются усиленным каркасом тента и ремнями безопасности. Каркас имеет съемные переднюю и заднюю дуги безопасности, которые болтовым соединением жестко связаны со стойками и боковинами кузова. Ремни безопасности устанавливаются на всех сиденьях, кроме дополнительных задних: для передних и боковых задних — комбинированные, для среднего заднего — поясной.

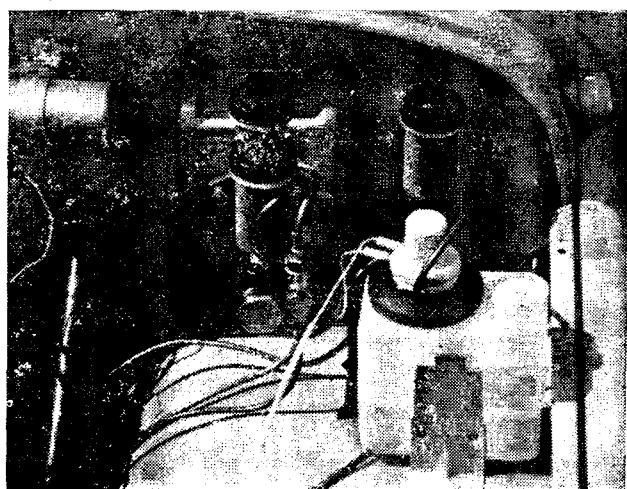
В то же время заводом были освоены новый отопитель кузова повышенной эффективности (для УАЗ-469 и модификаций), а также предпусковой подогреватель двигателя, пит员ийся топливом из основных баков при помощи дополнительного электрического бензонасоса (раньше был отдельный бачок).

В 1984—1985 гг. были внесены конструктивные изменения в систему электрооборудования автомобилей УАЗ. Теперь она дополнена аварийной сигнализацией, обеспечивающей одновременное включение всех указателей поворота в мигающем режиме независимо от положения ключа в замке зажигания; имеет более эффективный регулятор напряжений РР-132А с переключателем изменения диапазонов настройки напряжения, что будет способствовать увеличению срока службы аккумуляторной батареи; пучки приводов со штекерными соединениями для снижения трудоемкости сборки, обслуживания и ремонта.

В эти же годы были усилены многие элементы кузовов с целью повышения их ресурса. В 1986 г. планируется внедрить грунтование кузовов грузопассажирских автомобилей методом окунания, что значительно повысит их антикоррозионную стойкость.

Важнейшим и наиболее трудоемким мероприятием по модернизации, которым завод занимался в последнее время, стал перевод всех моделей УАЗ на раздельную систему тормозов. Для заводских специалистов это емкое понятие, связанное не только с освоением новых узлов тормозной системы, но и с переделками кузовов, рам и других систем автомобилей.

Новая тормозная система имеет двухкамерный главный тормозной цилиндр с двумя прозрачными бачками, двухконтурный гидропривод (раздельный на передний и задний мосты) и сигнальное устройство, предупреждающее водителя о неисправностях или выходе из строя одного из контуров гидропри-



Установка двухкамерного главного тормозного цилиндра с сигнальным устройством, главного цилиндра привода сцепления и стеклоомывателя на автомобиле УАЗ-3151-01

вода. Функцию запасной тормозной системы выполняет каждый из контуров.

На автомобиле УАЗ-3151-01 главный тормозной цилиндр с сигнальным устройством расположен под капотом (см. рисунок) в зоне, защищенной от грязи и доступной для визуального контроля. Это вызвало необходимость применения подвесных педалей сцепления и тормоза, гидравлического привода сцепления, а также перенесения аккумуляторной батареи на правую сторону панели передка кузова, изменения конструкций отопителя кузова и предпускового подогревателя двигателя. Главный цилиндр привода сцепления расположен рядом с тормозным цилиндром.

На модели УАЗ-3741-01 и других автомобилях вагонной компоновки главный тормозной цилиндр теперь расположен за облицовкой кузова в воздуховоде на переднем конце рамы,

т. е. также в месте, доступном для визуального контроля. Педальный механизм — новый, привод от педали тормоза к главному тормозному цилиндру осуществляется через систему тяг и рычагов. Все это обусловило применение гидропривода сцепления с размещением его главного цилиндра под панелью приборов. Последняя при этом претерпела изменение — в ней появился большой люк для доступа к бачку цилиндра привода сцепления.

Работа по совершенствованию автомобилей УАЗ продолжается. Впереди дальнейшее улучшение их тормозных качеств, введение полностью синхронизированной на передачах переднего хода коробки передач, повышение надежности ведущих мостов, снижение шумности и повышение экономичности автомобилей, повышение безопасности и комфортабельности кузовов.

УДК 629.113-523.8.004.58

## Диагностирование приборов автомобильной электроники

Д-р техн. наук В. Е. ЮТТ, канд. техн. наук О. С. ГОЛЬДШТЕЙН, В. В. ВИШНЯКОВ

Московский автомобильно-дорожный институт, Рижское СКБ по технической диагностике

СРЕДИ современных тенденций развития автомобильной техники как в нашей стране, так и за рубежом, одним из доминирующих направлений является широкое внедрение электроники. Причин тому много, но главные заключаются в стремлении создателей автомобилей удовлетворить все ужесточающиеся требования к токсичности отработавших газов и топливной экономичности автотранспортных средств при одновременном улучшении их динамических и других эксплуатационных качеств. Наряду с совершенствованием ставших традиционными автомобильных электронных устройств с каждым годом возрастает число их новых разработок, служащих для сигнализации об износе тормозных накладок, падении давления в шинах, уровней жидкостей в различных системах АТС и т. д. Огромное внимание уделяется также автоматизации управления работой двигателя, трансмиссии и других агрегатов автомобиля при помощи микрокомпьютеров.

В ближайшее время на отечественных автомобилях будет широко внедрен ряд новых электронных устройств и средств управления (некоторые из них уже освоены промышленностью), включающий реле блокировки стартера, интегральный регулятор напряжений, элементы систем нейтрализации отработавших газов и управления экономайзером принудительного холостого хода, антиблокировочные устройства тормозов, системы вспрыскивания топлива и др. В связи с этим требуется рассмотреть вопросы обеспечения их надежности в эксплуатации.

Дело в том, что усложнение схемного построения современных электронных систем автоматического управления вместе с увеличением числа элементов в отдельных приборах значительно обостряет проблему их надежности. К тому же следует учесть, что электронное оборудование, установленное на автомобиле, работает в весьма неблагоприятных условиях: возможны изменения температуры в пределах от 230 до 420 К (часто при высоких влажности и химической агрессивности среды), вибрационные нагрузки, кратковременные импульсы высокого напряжения в сети, значительные колебания напряжения питания. Все это сказывается на эксплуатационной надежности электронных устройств. Поэтому внедрение электроники на автотехнике, как правило, влечет за собой рост материальных, временных и трудовых затрат на обслуживание автомобилей в целом. Тем не менее их можно заметно сократить за счет своевременного предупреждения отказов элементов данных устройств и систем, т. е. организовав их техническое диагностирование. (Результаты последнего являются той информационной основой, на базе которой вообще должны строиться техническое обслуживание и текущий ремонт подвижного состава автотранспорта.)

Как известно, процесс технического диагностирования включает измерительные, контрольные и логические операции, выполняемые с целью определить действительное состояние проверяемого объекта. При этом используются различные технические средства, которые обычно делаются на внешние, т. е. подключаемые к объекту при его проверке, встроенные, т. е. входящие в состав объекта и эксплуатируемые вместе с ним, и комбинированные — когда на объекте расположены датчики, а внешняя аппаратура подключается на время диагностирования.

Опыт показывает, что по видам проверяемых параметров методы диагностирования можно разделить на три группы: по параметрам рабочих процессов (непосредственно характе-

ризуют состояние объекта); по параметрам сопутствующих процессов (характеризуют егокосвенно) и по структурным параметрам (непосредственно характеризуют состояние отдельных узлов и элементов объекта). Первые две группы методов применимы к функционирующем, а третья — к объектам, не работающим во время диагностирования.

По характеру решаемых задач средства технического диагностирования подразделяются на средства проверки функционирования объекта, заключающейся в установлении факта выполнения им своих функций без определения каких-либо количественных показателей; проверки работоспособности (с определением конкретных величин основных параметров объекта, характеризующих качество его функционирования); поиска дефектов состояния объекта, т. е. установления мест и причин возникновения неисправностей.

Для диагностирования изделий электроники важным моментом является проверка работоспособности, так как в случае отклонения основных параметров от допустимых пределов (допуски во многих случаях являются очень жесткими) потенциальные возможности данных устройств использовать невозможно.

Классификацию электронных приборов, применяемых на автомобиле, с точки зрения технического диагностирования целесообразно производить по числу выполняемых функций, числу входных сигналов и наличию микропроцессора.

Исходя из этих критериев, электронные приборы и системы можно разделить на три класса. Первый объединяет те из них, которые получают на вход один сигнал (например, пропорциональную частоте вращения коленчатого вала двигателя) и управляют одним исполнительным органом (например, электромагнитным клапаном). К этому классу относятся реле блокировки стартера, система управления экономайзером принудительного холостого хода на легковых автомобилях. Ко второму целесообразно отнести системы, которые для функционирования используют сигналы нескольких датчиков и управляют двумя исполнительными устройствами и более (например, система вспрыскивания топлива с электронным управлением, электронная система зажигания, АБС тормозов). К третьему — системы, алгоритм функционирования которых реализуется микропроцессором: комплексные системы управления двигатelem, обеспечения безопасности вождения автомобиля и т. д.

На наш взгляд, устройства для диагностирования электронных приборов первого класса должны не только обеспечивать проверку работоспособности системы, но и осуществлять локализацию дефектов при помощи съемного в условиях эксплуатации блока.

Учитывая тот факт, что массовое применение на отечественных автомобилях найдут прежде других электронные приборы первого класса, Рижское СКБ по технической диагностике в сотрудничестве с Московским автомобильно-дорожным институтом и другими заинтересованными организациями сформировало технические требования на разработку специализированных средств диагностирования некоторых из этих устройств. В частности, определено, что такие средства по месту расположения относительно объекта должны быть внешними; по виду оценки параметров состояния объекта, — смешанными (измерительными и служащими для допускового контро-



Рис. 1

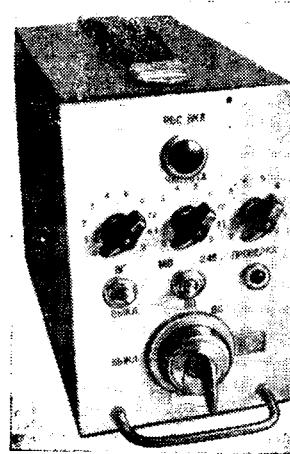


Рис. 2

ля); по гибкости программы — с постоянной программой; по виду приема информации от объекта — последовательного действия; по виду передачи, хранения, обработки и представления информации — аналоговыми, а по функциональным возможностям при ее обработке — информационно-измерительными.

В соответствии с этими требованиями Рижским СКБД при участии МАДИ разработаны средства технического диагностирования реле блокировки стартера, систем нейтрализации отработавших газов, управления экономайзером принудительного холостого хода (ЭПХХ) для карбюраторов легковых автомобилей, электронного коммутатора, микропроцессорной системы управления опережением зажигания, аппаратуры впрыскивания топлива с электронным регулированием.

Рассмотрим кратко, что собой представляют наиболее простые из указанных диагностических приборов.

Как известно, процесс определения работоспособности объекта включает подачу на его вход стимулирующего сигнала от специального генератора. В разработанных приборах используются стимулирующие сигналы электрического типа (составляют выше 90% всех сигналов, необходимых для диагностирования изделий автомобильной электроники) в виде напряжений постоянного тока, напряжений переменного тока низкой частоты (импульсные), а также сигналы неэлектрического типа в виде разрежений. Помимо вида физического носителя, эти сигналы характеризуются формой, амплитудой и длительностью импульсов, их номинальными значениями и точностью установки.

Прибор контроля реле блокировки стартера — ПРБС (рис. 1). Он предназначен для проверки технического состояния реле блокировки стартера (РБС), устанавливаемых на автомобилях КамАЗ. Питание прибора осуществляется от бортовой электрической сети автомобиля с пределами изменения напряжения от 21,6 до 30 В. При его помощи обеспечивается проверка РБС по следующим параметрам и признакам: частота сигнала на выходе, при которой РБС отключает дополнительное реле включения стартера; допустимое падение напряжения на выходном транзисторе; функционирование реле при повторном включении стартера. На передней панели прибора расположены сигнальная лампа, переключатели частоты и напряжения, тумблер выключения генератора, кнопка «Проверка», выключатель приборов и стартера автомобиля.

Для подготовки контролирующего прибора к работе необходимо выключатель приборов и стартера автомобиля поставить в положение «Выключено», отключить РБС от бортовой сети и подключить колодку прибора с внутренними штекерами к разъему РБС, а с наружными — к разъему бортовой сети. При диагностировании РБС на его вход подаются сигналы, имитирующие работу замка зажигания и импульсы тахогенератора (частота его сигналов выставляется с учетом температуры окружающей среды). Контроль функционирования РБС осуществляется по напряжению на его выходном транзисторе при подключенном эквиваленте сопротивления обмотки промежуточного реле включения стартера. Проверка выключения дополнительного реле стартера производится путем поочередной подачи на вход РБС сигналов двух разных частот, одна из которых выше или соответствует нижней границе частоты выключения дополнительного реле стартера, а вторая — ниже или соответствует ей. Время проверки РБС составляет 3—4 мин.

Комплект приборов ЭПХХ-К для контроля технического состояния системы управления экономайзером принудительного холостого хода может быть применен при диагностировании автомобилей ЗАЗ, «Москвич», УАЗ, ВАЗ. Питание этих приборов осуществляется от бортовой сети автомобиля с пределами изменения напряжения от 10,8 до 15 В, при этом максимальная мощность, которую они потребляют, не превышает 10 ВА.

Комплект обеспечивает проверку по следующим параметрам: границы частоты включения и выключения электромагнитного клапана; падение напряжения на переходном сопротивлении контактов микровыключателя (допускается  $0,05 \pm 0,01$  В); падение напряжения на выходном транзисторе блока управления ЭПХХ ( $1 \pm 0,1$  В); усилие разъединения штекерных соединений (не менее 6 Н). Кроме того, при помощи комплекта приборов можно проверить цепь питания электромагнитного клапана ЭПХХ на обрыв, герметичность его седел и корпуса, герметичность пневмоклапана карбюратора.

Комплект состоит из прибора контроля блока управления ЭПХХ (рис. 2), прибора контроля на герметичность клапанов карбюратора и устройства для проверки усилия штекерных соединений.

Первый прибор собран в корпусе с габаритными размерами  $190 \times 120 \times 230$  мм. На его передней панели расположены сигнальная лампа, тумблер переключения нагрузки блока управления ЭПХХ, переключатель типа диагностируемого АТС и режимов работы. Через заднюю стенку прибора выведен кабель, заканчивающийся разъемами для подключения к бортовой сети автомобиля и к блоку управления ЭПХХ.

При диагностировании блока управления, который предназначен для регулирования момента включения и выключения электромагнитного клапана ЭПХХ, на его вход подаются сигналы, имитирующие импульсы прерывателя. Включение и выключение электромагнитного клапана осуществляются при поступлении импульсов заданной частоты. Контроль работоспособности блока включает, таким образом, проверку правильности регулирования моментов включения и отключения электромагнитного клапана при подаче на вход стимулирующего сигнала. Срабатывание клапана фиксируется по напряжению на открытом коллекторе.

Время проверки блока управления ЭПХХ при помощи прибора составляет от 7 до 10 мин.

Прибор КН-К (рис. 3) предназначен для проверки технического состояния системы нейтрализации отработавших газов, установленной на автомобиле или автопогрузчике. Питание прибора осуществляется от бортовой сети диагностируемой машины с пределом измерения напряжения от 10,8 до 15 В, при этом максимальная мощность, которую он потребляет, не превышает 10 ВА.

Прибор обеспечивает следующие виды контроля: контроль границ напряжений термопары, соответствующих включению, выключению и миганию сигнальной лампы; проверку термопары на короткое замыкание на «корпус» или обрыв; проверку работоспособности электромагнитного клапана данной системы, сигнальной лампы и датчика разрежения.

Прибор помещен в корпус с габаритными размерами  $100 \times 120 \times 230$  мм. В задней части корпуса при транспортировке прибора укладывается кабель. Последний имеет разъемы для подключения к бортовой электросети автомобиля и к электронному блоку системы нейтрализации. На передней панели прибора расположены переключатели «Режим» и «Проверка», индикаторные лампы, разъем для подключения кабеля к датчику разрежения.

Для проверки последнего в комплекте прибора имеется специальный блок, помещенный в отдельный корпус, в котором укреплены вакуумметр, гильза вакуумного насоса, а также штуцер для установки проверяемого датчика разрежения.

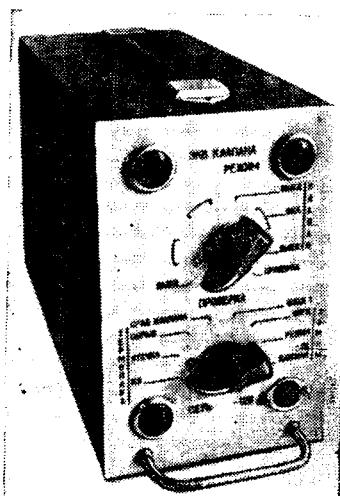


Рис. 3

Для проверки системы нейтрализации отработавших газов прибор подключается последовательно (при помощи разъемов) к выходным цепям электронного блока управления этой системой. Входными сигналами для блока служат напряжения от термопары и датчика разрежения, выходными — сигнал управления электромагнитным клапаном и лампой (в кабине водителя). При проверке блока управления на его вход подаются контрольные напряжения, соответствующие границам областей включения, выключения и мигания индикаторной лампы, включения и выключения электромагнитного клапана.

Для получения контрольных напряжений в схеме прибора используется стабилизатор напряжения с резисторными делителями.

Контроль функционирования электронного блока управления электромагнитным клапаном производится при подключении к этому блоку эквивалентного реле, контакты которого (при срабатывании) включают индикаторную лампу.

Проверка термопары на обрыв, нарушение изоляции, короткое замыкание на «корпус» осуществляется при помощи порогового устройства. Оно срабатывает при достижении на входе заданного для соответствующих режимов проверки цепи термопары напряжения.

В заключение отметим, что все три рассмотренных диагностических прибора (комплекта) прошли заводские и эксплуатационные испытания, которые подтвердили необходимость скорейшего внедрения этих приборов на станциях технического обслуживания автомобилей.

УДК 629.113-585-192

## Для устранения самопроизвольного выключения передач

Канд. техн. наук В. П. ОТРОХОВ

Смоленский автоагрегатный завод

**КАК ПОКАЗЫВАЮТ** исследования и опыт эксплуатации, причинами самовыключения передач чаще всего являются перекосы валов и шестерен, изнашивание прямозубых шестерен на конус (по толщине) и других деталей механизма переключения передач. В том числе — деталей муфтового синхронизатора, особенно конусной рабочей поверхности его колец, а для наружной муфты включения и каретки синхронизатора — конусообразное изнашивание зубьев по толщине.

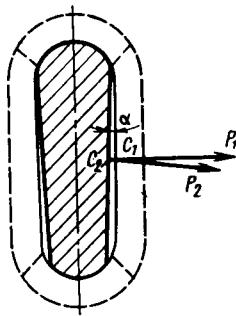
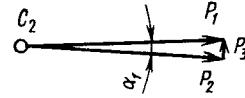


Рис. 1

Первый из этих недостатков может быть устранен уже сейчас — путем нанесения слоя молибдена на конусную рабочую поверхность колец. Что касается изнашивания зубьев, то здесь нужны меры, учитывающие особенности их работы.

Чтобы произошло самовыключение передачи, на зубья муфты должны действовать осевые (выталкивающие) усилия,



превышающие соответствующие силы противодействия. И такие силы появляются за счет изнашивания поверхности зубьев (рис. 1).

Так, если на неизношенный зуб действует окружная сила  $P_1$  в точке  $C_1$ , то в результате изнашивания место приложения окружной силы смещается в точку  $C_2$ , а ее вектор отклоняется на угол  $\alpha_1$ . В результате появляется составляющая

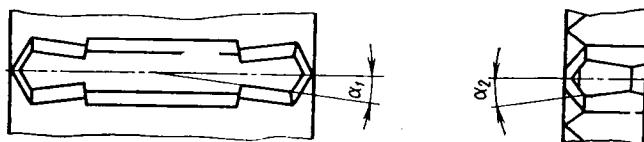


Рис. 2

$P_3$ , выталкивающая зуб из зацепления. Очевидно, чем больше угол  $\alpha_1$  (больше величина износа зуба на конус), тем больше выталкивающая сила  $P_3$ . И когда она превысит осевую силу, препятствующую выключению передачи (эта сила определяется сопротивлением фиксатора и равна 0,25—0,3 кН), передача самопроизвольно выключается. Из сказанного следует, что для устранения самопроизвольного выключения передач желательно, чтобы сила  $P_2$  в течение всего времени эксплуатации с муфтовыми синхронизаторами была равна нулю или направленной противоположно тому, как показано на рис. 1. Это будет обеспечено, если в зоне зацепления зубьев муфты и каретки синхронизатора предусматривать замковое соединение с обратным наклоном рабочих поверхностей зубьев на угол  $\alpha_2$ , равный 5—6,5° (рис. 2), т. е. на 20—25% превышающий предельно допустимую величину угла  $\alpha_1$ .

# ТЕХНОЛОГИЯ МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.791.763.1:621.865.8

## Проблемы роботизации точечной контактной сварки

В. А. ТИМЧЕНКО, К. П. ГУРСКИЙ

Институт электросварки имени Е. О. Патона АН УССР

**А**ВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ — крупнейший потребитель промышленных роботов для точечной контактной сварки. Например, по состоянию на конец 1983 г. за рубежом эксплуатировалось 9,5—10 тыс. таких роботов, из которых на долю автомобильной промышленности приходилось 95—98%. Их распределение по странам выглядело так: Япония — 3900, США — 1900, ФРГ — 1488, Франция — 1124, Великобритания — 330, Швеция — 200 шт. Сегодня эти цифры заметно возросли, что говорит о стремлении автомобильных фирм к более полной роботизации производства.

История возникновения и развития промышленных роботов насчитывает всего четверть века. Предпосылками для их рождения послужили работы 50-х годов по созданию копирующих ручных манипуляторов в ядерной промышлен-

ности и первых систем числового программного управления станками. 1959 г., в котором американская компания «Консолидейт» предложила идею робота с цифровым управлением, принято считать началом эры промышленной робототехники. Два года спустя фирмы «АМФ Терматул» и «Юнимэйши» (США) изготавлили первые образцы роботов «Версатран» и «Юнимэйт». Тогда же были сделаны попытки их применения в производстве. В других странах опытные образцы роботов появились позже: в Западной Европе — в 1963, в Японии — в 1968 г.

В 60-х годах роботы еще не нашли широкого применения в промышленности из-за высокой стоимости их изготовления и эксплуатации, низкой надежности, малого ресурса и весьма ограниченных возможностей. Но уже к началу 70-х созрели предпосылки для ускоренного развития и внедрения этой новой техники. Обострившаяся на капиталистическом рынке конкуренция потребовала от фирм более частой смены моделей автомобилей и одновременно снижения затрат на их изготовление. Добиться этого можно было только путем интенсификации производства, придания ему гибкости. В то же время настойчивая борьба рабочего класса за повышение оплаты и улучшение условий труда вынудила монополии, с одной стороны, пойти на некоторые уступки, а с другой — искать возможности для сокращения «дорогостоящей рабочей силы» при условии сохранения и даже увеличения выпуска автомобилей. Выход из создавшейся ситуации они увидели в широком внедрении робототехники в производство. В социалистических же странах основным фактором, обусловившим развитие роботостроения и применения роботов, стала необходимость ускорения роста производительности труда, устранения кадрового дефицита, повышения коэффициента использования оборудования, общей гуманизации труда человека.

Автомобилестроение оказалось первой отраслью, где применение роботов приняло массовый характер. При этом приоритет их внедрения был отдан сварочно-кузовному производству как одному из наиболее трудоемких и обладающих невысокой гибкостью звеньев в технологической цепочке изготовления автомобилей. В результате 75% всех сварочных роботов, применяемых в зарубежной автомобильной промышленности, заняты сейчас на операциях точечной контактной сварки в сварочно-кузовных цехах. И этому факту есть четкие технико-экономические обоснования.

Роботизация сварки-сборки автомобильных кузовов и кабин позволяет высвободить значительное число квалифицированных рабочих (например, для работы на сварочной линии с 22 роботами типа установленной на Волжском автозаводе имени 50-летия СССР требуется на 110 чел. меньше, чем при «старой» технологии), выпускать на одной линии несколько вариантов кузовов, осваивать производство новых моделей автомобилей в короткие сроки и без существенных изменений сварочного оборудования, повысить качество свариваемых изделий.

Оборудование и оснастка для рассматриваемого производства требуют значительных начальных капиталовложений, которые при жесткой (т. е. с применением многоэлектродных машин) автоматизации процесса сварки-сборки кузовов начинают окупаться при выпуске не менее 800—1000 легковых автомобилей в сутки, или 250 тыс. шт. в год. Затраты же на гибкую автоматизированную линию, на которой операции точечной контактной сварки выполняются роботами, окупаются, по некоторым сведениям, уже при изготовлении до 500 автомобилей одной модели в сутки. Утверждается, что такая линия, имеющая максимальную суточную производительность 700—800 кузовов, рентабельнее, чем аналогичная жестко автоматизированная. Но при выпуске в сутки более 1000 автомобилей одной модели экономически целесообразнее применять многоэлектродные сварочные машины.

Важным аспектом роботизации сварочного производства является также срок окупаемости промышленных роботов. Каждая фирма определяет его по-своему, поэтому данные, приведенные ниже, нельзя считать общими для всех случаев применения данной техники.

Как известно, срок этот зависит от следующих факторов: стоимости самого робота; числа замененных им сварщиков и оплаты их труда; общего уровня автоматизации на предприятии; числа роботов, используемых на сварочном участке; от того, насколько «производственное окружение» соответствует выбранному роботу и каковы затраты, необходимые для упорядочения этого окружения, и пр.

Кроме того, срок окупаемости изменяется во времени по мере совершенствования робототехники. Например, в Японии в 1971 г. цены на промышленные роботы были весьма высоки, поэтому срок их окупаемости при односменной работе составлял в среднем 22,5, а при двухсменной — 9,4 го-

да. К 1980 г. цены понизились, и средний срок окупаемости робототехники при односменной работе составил четыре, а при двухсменной два года. По последним данным, в Японии есть предприятия, где она окупается за шесть месяцев. В США и Западной Европе для точечной контактной сварки используются дорогие универсальные роботы, поэтому сроки их окупаемости при двухсменной работе в сварочно-кузовном производстве составляют, по одним источникам, десять, по другим — от четырех до девяти лет.

В автомобильной промышленности сварочные роботы используются в составе отдельных робототехнологических комплексов для изготовления подсборок и на линиях сварки кузовов легковых и кабин грузовых автомобилей (таких частей кузова, как пол, двери, боковины, крупных панелей фургонов и автобусных кузовов). Именно в составе линий эксплуатируется большая часть таких роботов.

Стремясь получить максимальную отдачу от промышленных роботов, обеспечить наилучшую их приспособленность к выполнению конкретных технологических операций, зарубежные автомобильные фирмы все чаще стали принимать участие в их разработке, а некоторые («Ниссан», «Тойота», «Мицубиси», «Дженерал Моторс», «Рено», «Ситроен», «Фольксваген») даже наладили собственное производство роботов.

Из всего многообразия промышленной робототехники, созданной за рубежом, к настоящему времени около 90—100 моделей ориентированы на задачи точечной контактной сварки. Все это, как правило, роботы, работающие по жесткой программе. Такое множество их конструкций объясняется не только конкуренцией между фирмами-производителями, но и разнообразием условий применения данной техники, так как нет такого робота, который одинаково хорошо подходил бы для всех случаев.

Функции роботов в технологических процессах точечной контактной сварки могут быть различными: загрузка стационарных сварочных машин, в том числе многоэлектродных (после завершения сварки робот извлекает деталь, выталкивает ее на конвейер или в накопитель и подает следующую, поэтому в этом случае можно использовать простые, дешевые роботы с цикловым управлением); перемещение изделия между электродами стационарной сварочной машины с остановками там, где необходимо произвести сварку; перемещение сварочных клещей с остановками в местах сварки (в последних двух случаях требуется применять роботы с позиционным управлением). Выбор того или иного варианта зависит от конкретных условий производства. Однако отметим, что в настоящее время подавляющее большинство роботов для точечной контактной сварки, занятых в автомобильной промышленности, манипулируют сварочным инструментом. Недавно появились примеры их применения и для перемещения изделия при сварке, что в некоторых случаях дает преимущества по сравнению с перемещением клещей, особенно тяжелых, с встроенным трансформатором.

В зависимости от назначения промышленные роботы делятся на универсальные и специализированные (первые отличаются тем, что могут выполнять различные — основные и вспомогательные — технологические операции).

Вначале для точечной контактной сварки использовались универсальные роботы, но со временем, по мере расширения области их применения стали создаваться и специализированные конструкции, ориентированные на задачи данного технологического процесса. Помимо геометрических характеристик манипулятора, числа степеней подвижности их специализация заключается и в том, что у многих из них сварочный трансформатор установлен на «руке» и вторичный контур сварочной цепи имеет специальную конструкцию. Это позволяет избавиться от водоохлаждаемых вторичных кабелей подвесных сварочных машин, которые сокращают рабочую зону робота, создают дополнительную нагрузку на его «руку» и вследствие электродинамических нагрузок при включении сварочного тока быстро выходят из строя при интенсивной эксплуатации.

Назначение некоторых специализированных сварочных роботов ограничивается сваркой лишь определенных изделий, например, крыши или пола кузова легкового автомобиля, и поэтому возможность их использования на других операциях ограничена. Так, роботы «Кавасаки» серии 6060 — многофункциональные комплексы, предназначенные для сварки крыши кузова, имеют малую зону обслуживания и могут применяться только для сварки в проемах, требующих небольшой глубины проникновения «рукки».

По структуре различают роботы неделимой (интегральной) и модульной конструкций. Модульный подход позволяет создавать роботы с оптимальным для каждого конкретного случая применения числом степеней подвижности, а значит, более простые и менее дорогостоящие, чем инте-

граильные (последние подчас используются при сварке простых деталей, т. е. когда некоторые из пяти—шести степеней подвижности робота становятся избыточными). И все-таки, хотя роботы модульной конструкции проще и дешевле, роботы интегральной конструкции являются более гибким средством автоматизации и поэтому незаменимы в многофункциональном производстве сварных конструкций сложной формы.

В процессе совершенствования промышленных роботов для точечной контактной сварки, естественно, изменялись и их технические характеристики. Эти изменения иллюстрируются данными, приведенными в таблице.

Технические признаки или данные промышленных роботов	Распределение (%) числа моделей роботов для точечной контактной сварки по их техническим признакам или данным на разных этапах развития промышленной робототехники		
	До 1975 г.	С 1975 до 1980 г.	С 1980 до 1983 г.
Система координат переносных степеней подвижности:			
прямоугольная	41	39	38
цилиндрическая	26	14	12
сферическая	26	21	17
угловая	7	26	33
Число степеней подвижности:			
три	15	20	17
четыре	20	23	22
пять	28	22	24
шесть	21	25	30
семь	16	10	7
Тип привода:			
гидравлический	100	58	46
электрический постоянного тока	—	41	50
электрический переменного тока	—	1	4
Грузоподъемность, кг:			
до 30	24	18	18
от 30 до 50	14	19	21
от 50 до 80	8	22	26
от 80 до 100	13	10	10
свыше 100	41	31	25
Погрешность позиционирования, мм:			
до $\pm 0,5$	—	29	31
от $\pm 0,5$ до $\pm 1,0$	50	40	39
от $\pm 1,0$ до $\pm 1,5$	36	25	23
от $\pm 1,5$ до $\pm 2,0$	14	4	4
более $\pm 2$	—	2	3

Из таблицы видно, что во-первых, наибольшее число созданных моделей имеет прямоугольную кинематическую структуру. При этом доля портальных роботов остается на уровне 13—14%. Во-вторых, очевидна тенденция к уменьшению числа моделей с цилиндрической и сферической кинематикой за счет увеличения доли антропоморфных роботов (с угловой системой координат), что объясняется созданием к началу 80-х годов приводов, механических передач, устройств управления и других элементов робототехнологических комплексов с улучшенными характеристиками.

Рассматривая изменение такого параметра робота, как число степеней подвижности, отметим, что среди современных сварочных роботов преобладают такие, у которых оно является пяти—шести, причем доля моделей с шестью степенями все время растет. (В расчет не были приняты роботы модульной конструкции с числом степеней подвижности до трех, поэтому таблица отражает только стремление придать новым разработкам универсальный характер.) Но существует также и противоположная тенденция — создание роботов с оптимальным для конкретных задач числом степеней подвижности. В данном случае это число может быть меньше трех. Понятно, что в зависимости от требуемой гибкости роботокомплекса можно использовать тот или иной подход.

Приводы промышленных роботов для точечной контактной сварки должны обеспечивать высокие точность, быстродействие и отношение развиваемой мощности к собственной массе. До 1975 г. таким условиям удовлетворяли, в основном, гидравлические приводы.

С середины 70-х годов электропривод постоянного тока стал приближаться по своим характеристикам к гидроприводу. Благодаря тому, что он лишен недостатков гидропривода, связанных с использованием жидкости в качестве энергоносителя, а также появлению в конструкциях роботов си-

стем уравновешивания «рук», электропривод постоянного тока получил широкое распространение.

Большие надежды у разработчиков роботов связаны с использованием плавно регулируемого привода переменного тока, в том числе с микропроцессорным управлением. Моделей промышленных роботов с таким приводом пока мало, но число их растет.

Подавляющее большинство роботов для точечной сварки в процессе работы манипулирует инструментом. Сварочные клещи с встроенным трансформатором используются все шире, поэтому очевидна тенденция увеличения числа моделей роботов грузоподъемностью 50—80 кг (в основном, за счет разработок грузоподъемностью до 30 и выше 100 кг).

Из таблицы также видно, что растет число моделей высокоточных роботов (чаще всего универсальных) с погрешностью позиционирования до  $\pm 0,5$  мм. В то же время появляются конструкции с погрешностью более  $\pm 2$  мм — как правило, роботы грузоподъемностью более 100 кг.

Что касается численности применяемых за рубежом для точечной контактной сварки промышленных роботов того или иного типа, то по состоянию на 1983 г. 72% из них имели гидро-, а остальные — электропривод. По виду кинематической структуры распределение парка сварочных роботов выглядело так: сферическая — 65, прямоугольная — 19, угловая — 15 и цилиндрическая — 1%.

Программирование роботов, применяемых для точечной контактной сварки, производится, в основном, способом обучения. Перед другими он имеет такие преимущества, как простота и наглядность. Но со временем выявились и его недостатки, связанные, в конечном счете, с длиной программы. Если последняя содержит не более 15—30 точек (такова обычно длина программы одного робота, установленного на линии сварки однотипных кузовов), то обучение не представляет труда и занимает немного времени. Но запись программы на 50 точек сварки с отладкой программы, по зарубежным сведениям, отнимает уже 1,5, а на 365 точек — 6 ч. В некоторых случаях при сложном контуре шва запись и отладка программы, содержащей 600 точек, могут отнимать 3—4 дня. Поэтому разработчики систем управления для роботов стремятся упростить и ускорить процесс программирования.

Работы ведутся в нескольких направлениях.

Во-первых, совершенствуются пульты обучения — для облегчения управления вручную. (Особенно это актуально для антропоморфных роботов). Так, фирма ASEA (Швеция) на пульте обучения к новой системе управления вместо кнопок для управления движением «руки» относительно осей подвижности ввела рукоятку обучения, которая позволяет управлять не только каждой степенью подвижности в отдельности, но и несколькими степенями одновременно. Увеличение угла наклона рукоятки приводит к пропорциональному изменению скорости движения «руки» робота, а направление наклона рукоятки соответствует направлению движения сварочного инструмента. Экспериментально доказано, что с таким пультом управления програмирование осуществляется быстрее, чем с кнопочным.

Во-вторых, предлагается использовать при программировании промышленных роботов не только уже существующие алгоритмические языки, но и новые, разрабатываемые специально для этих целей. В систему управления роботом включается устройство ввода программ с клавиатурой. Создаются также системы автоматизированного формирования программ при помощи САПР и устройств машинной графики, когда программа является результатом математического моделирования работы робототехнического комплекса.

Изучаются также другие способы задания программ, вплоть до использования речевых команд.

Одна из последних тенденций роботостроения за рубежом — существенное снижение темпа создания новых моделей роботов для точечной контактной сварки. Это объясняется, в частности, тем, что фирмы-разработчики большое внимание стали уделять доводке существующих моделей в направлении повышения их надежности и, по рекламным сведениям, достигли здесь некоторых положительных результатов. Так, если время наработка на отказ роботов «Юнимэйт» в 1971—1974 гг. составляло 400—600 ч, то к 1980 г. оно повышенено до 2—2,5 тыс. ч. Примерно такие же величины данного параметра характерны для роботов, выпускаемых в Западной Европе. У японских они выше — в среднем от 2 до 3 тыс., а в некоторых случаях — даже 4,5 тыс. ч.

Накопленный в автомобильной промышленности опыт применения роботов для точечной контактной сварки показывает, что робототехника — это средство автоматизации, наиболее полно отвечающее задачам перевода машиностроения на интенсивный путь развития.

# Долговечность рессорного узла с твердыми покрытиями

Д-р техн. наук М. С. ВЫСОЦКИЙ, канд. техн. наук А. А. РАКИЦКИЙ, Н. Ю. ШВЕЕВ  
БелавтоМАЗ, Институт проблем надежности и долговечности машин АН БССР

**О**ПЫТ эксплуатации грузовых автомобилей показывает, что предельное состояние (необходимость ремонта) рессорной подвески наступает главным образом из-за усталостных поломок или значительного изнашивания коренных листов. (На рис. 1 показаны наиболее уязвимые с точки зрения надежности места.) В зоне скользящего конца рессоры наблюдается интенсивное изнашивание абразивного характера, захватывающее половину и более высоты листа с последующим доломом. Далее в контакт с кронштейном вступает второй лист, при этом существенно меняются кинематика и жесткость подвески и появляется опасность быстрой потери работоспособности всей рессоры. Разрушения усталостного характера происходят в основном по границам контакта с деталями центрального крепления. Здесь имеют место значительные повреждения поверхностей от действия фреттинг-процессов, способствующие зарождению и развитию трещин.

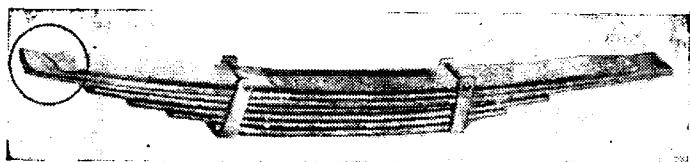


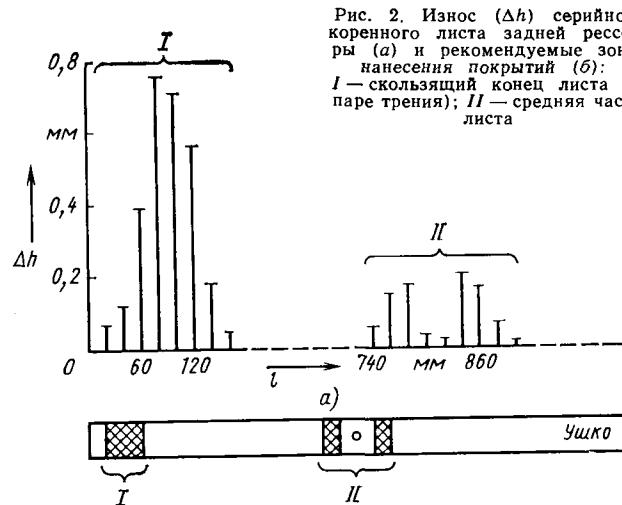
Рис. 1. Рессора автомобиля ЗИЛ, снятая с эксплуатации (кружком обведена область наиболее интенсивного изнашивания)

Анализ характера отказов, а также известных путей повышения работоспособности рессорных подвесок позволил предложить использование порошковых покрытий с высокой твердостью на локальных участках трущихся сопряжений, подверженных наиболее интенсивному изнашиванию. Это обеспечивает в определенной мере выравнивание потенциальных свойств деталей конструкции с минимальными затратами, и в настоящее время является одним из перспективных способов для промышленного освоения.

Некоторые данные поисковых работ по выбору материалов и технологий нанесения покрытий, а также исследований образцов уже публиковались в печати, а ниже изложены результаты стендовых испытаний реальных конструкций, проводившихся согласно отраслевой инструкции И 37.001.013—73.

Всего испытывалось семь конструкторско-технологических вариантов передних и задних рессор автомобилей МАЗ, которые отличались в основном комбинациями трущихся пар.

Изучение изнашивания серийных рессор позволило выбрать геометрические параметры зон нанесения покрытий (рис. 2): протяженность упрочненного участка на скользящем конце коренного листа на расстоянии 40 мм от края — 100 мм, в середине листа — два участка длиной 30—40 мм, расположенных симметрично по границам защемления пакета. Толщина

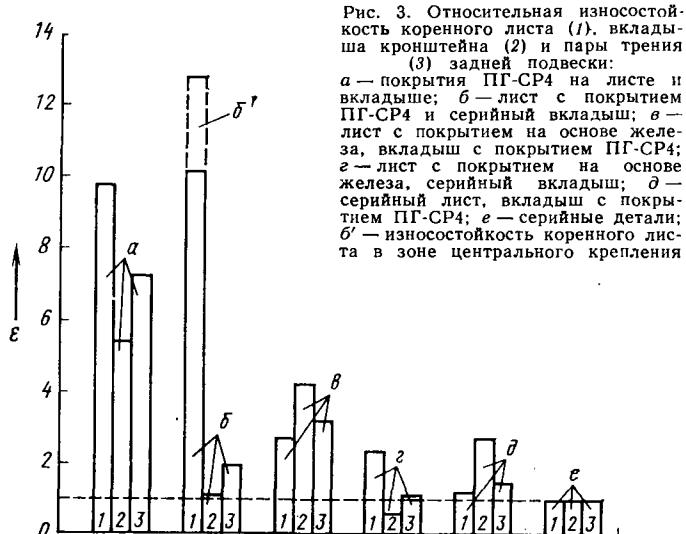


покрытия в первом случае 0,5, во втором — 0,2 мм. За счет увеличения высоты сечения снижается вероятность контакта неупрочненных зон с сопрягаемыми деталями. Покрытие наносится методом газопламенного напыления с уплотнением порошкового слоя под давлением. Все это осуществляется одновременно с операцией гибки на линии закалки листов.

Исследования показали близкий к линейному характер изнашивания, интенсивность которого существенно зависит от сочетания материалов в паре трения. Так, в задней подвеске для конца коренного листа серийного варианта изготовления она составляет  $5,3 \cdot 10^{-3}$ , при контакте покрытий ПГ-СР4 —  $0,6 \cdot 10^{-3}$ , покрытий на основе железа —  $2,3 \cdot 10^{-3}$  мкм/цикл.

Картина получается еще более убедительной, если сравнить диаграммы изменения относительной износостойкости элементов рессоры (рис. 3).

Как видно из рисунка, максимальный эффект достигается при использовании покрытий из никелевого сплава ПГ-СР4 на обеих трущихся поверхностях. Так, относительная износостойкость скользящего конца коренного листа задней рессоры при



Рессора	Конструкторско-технологический вариант коренного листа	Наработка рессоры до первой поломки, тыс. циклов	Место разрушения		Долговечность коренного листа, тыс. циклов	Расстояние разрушения отверстия, мм
			листа	расстояние от отверстия, мм		
Основная задняя автомобиль МАЗ-500A	Серийный	106	9	115	—	—
	С покрытием ПГ-СР4	110	13	85*	448	300
	на конце и в середине	128	9	85	—	—
	То же	148	9	120	353	360
	С покрытием ПГ-СР4 на конце	147	1	420*	147	420*
	То же	126	1	520*	126	520
Передняя автомобиль МАЗ-5432	С покрытием на основе железа на конце	137	12	100	307	75
	То же	96	11	105	258	0
	Серийный	400	5	50	418	70*
	То же	130	6	480	320	410*
	С покрытием ПГ-СР4 на конце и в середине	255	9	20*	—	—
	То же	157	7	176*	—	—
	С покрытием ПГ-СР4 на конце	289	4	450	484	460
	То же	315	3	520	516	250*

Примечание. Звездочкой отмечены расстояния поломок от отверстия под центровой болт в сторону скользящего конца, остальные поломки произошли со стороны «ушка» рессоры.

этом повысилась в 9,6, вкладыша кронштейна — в 5,3, а всей пары трения — в 7,1 раза. (Некоторое снижение показателей на кронштейнах можно объяснить меньшей площадью контакта вкладыша по отношению к листу.)

Нанесение покрытия только на одну из сопрягаемых деталей, естественно, вызывает повышенный износ другой детали.

Применение в качестве материала покрытия сплава на основе железа менее эффективно и обеспечивает повышение стойкости пары трения с упрочненным и серийным вкладышами в 3,2 и 1,1 раза соответственно.

Для зоны центрального крепления узлов с покрытием ПГ-СР4 получены следующие показатели: относительная износостойкость коренного листа задней рессоры увеличилась в 12,6 раза, передней — до 10 раз.

Результаты оценки циклической долговечности рессор сведены в таблицу. Как из нее видно, в ходе эксперимента в первую очередь ломались нижние листы задних и средние листы передних рессор. Основное место усталостных повреждений —

выход листов из заделки в средней части. Повышение наработки до первого отказа узлов с биметаллическими деталями достигало 28—36%. Однако наиболее ощутимый эффект получен на коренных листах: применение покрытия ПГ-СР4 увеличило их ресурс, по сравнению с последующими листами задних рессор, в 2,4—2,9 раза, передних — в 1,7 раза. При этом ни одной поломки в зоне покрытий не произошло, что свидетельствует о правильном выборе параметров материалов, технологии изготовления и конструкции.

Экспериментальные рессоры испытывались также на автомобилях в ходе эксплуатации. Наблюдения показали, что после 70 тыс. км пробега автомобиля замечаний по надежности рессор нет.

Таким образом, нанесение твердосплавных порошковых покрытий на локальные участки коренного листа позволяет исключить отказы рессор из-за изнашивания, а также существенно повысить их сопротивление фrettинг-усталости. Благодаря этому экономический эффект должен составить не менее 20 руб. в год (в расчете на один автомобиль МАЗ).

УДК 621.793.3:620.197:621.88.002.2

## Антикоррозионные металлические покрытия крепежных деталей

Т. Н. КРАСИЛЬНИКОВА, И. В. ФРИШБЕРГ

Институт metallurgии Уральского научного центра АН СССР, КТИавтометиз

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ кузовов автомобилей во многом определяется коррозионной стойкостью крепежных деталей: именно последние зачастую становятся очагами коррозии. Поэтому антикоррозионной защите таких деталей уделяется самое пристальное внимание. Об этом, в частности, свидетельствует многочисленность методов антикоррозионной обработки. Правда, она говорит о недостаточной эффективности этих методов и поисках, которые вели и продолжают вести специалисты.

Методов, таким образом, существует много. Однако в последние годы отечественная и зарубежная практика предпочтение отдавала двум методам: электрохимическому цинкованию и кадмированию. Но сейчас, когда требования по защите окружающей среды резко возросли, эти два метода оказались не на высоте. Поэтому поиски новых способов антикоррозионной защиты продолжаются во всем мире, и уже достигнуты определенные положительные результаты. Например, фирма «Даймонд Шамрок» (США) разработала новый способ химической обработки крепежных деталей, при котором используется высокодисперсный порошок цинка и соединения хрома. (Способ получил название «Дакромет-320».)

Ряд аналогичных методов создан и у нас в стране. В качестве примера можно привести (А. с. 1092204, СССР) метод, основанный на применении состава, содержащего цинк в виде порошка или хлопьев, алюминий в виде порошка, полигликоль или его эфир, хромовый ангидрид, бихромат аммония или металла из группы, включающей кальций, поликсиэтиленовый эфир алкилфенолов (препарат ОП-7) в качестве неионогенного ПАВ и воду, ацетиленовый гликоль и соляную кислоту при следующей массовой доле компонентов (%):

Цинк в виде порошка или хлопьев . . . . .	14,8—54,0
Алюминий в виде порошка . . . . .	0,15—10,8
Полигликоль или его эфир . . . . .	15,0—50,0
Хромовый ангидрид . . . . .	0,7—6,0
Бихромат аммония или металла . . . . .	0,9—8,0
Препарат ОП-7 . . . . .	0,0—4,0
Соляная кислота . . . . .	0,0—6,0
Ацетиленовый гликоль . . . . .	2,0—4,0
Вода . . . . .	Остальное

Покрытие крепежных деталей осуществляется за счет окислительно-восстановительных процессов, в ходе которых частицы состава склеиваются между собой и с покрываемой поверхностью.

Порошок цинка, входящий в этот состав, имеет частицы размером 2—6 мкм и содержит 93—94% металлического цинка. Он обрабатывается в шаровой мельнице в среде органических ингредиентов.

Порошок алюминия вводится в состав для предотвращения слипания частиц цинка, применяемого в виде хлопьев. Кроме того, алюминий повышает коррозионную стойкость покрытия и придает ему серебристый цвет.

Полигликоль или его эфир служат восстановителями шестивалентного хрома в трехвалентный при сушке покрытия.

Хромовый ангидрид и бихромат аммония или металла вводятся для пассивации покрытия, благодаря которой достигается его высокая коррозионная стойкость, а также для образования гидроокиси хрома во время сушки, благодаря чему покрытие надежно прилипает (адгезия) к изделию.

Ацетиленовый гликоль предотвращает пенообразование, которое происходило бы из-за взаимодействия цинка и алюминия с хромодержащими и органическими ингредиентами. Кроме того, он легко и быстро улетучивается при температуре формирования покрытия, способствуя равномерности нанесения последнего, а также играет роль восстановителя ионов хрома, тем самым усиливая действия полигликоля или его эфира.

Соляная кислота способствует повышению коррозионной стойкости покрытия. Дело в том, что под действием цинка и алюминия шестивалентный хром, имеющийся в составе, восстанавливается в трехвалентный. Ионы хлора, являясь сильным окислителем, предотвращают преждевременный (до сушки) переход, т. е. удерживают шестивалентный хром в составе.

Препарат ОП-7, представляющий собой моноалкилфениловый эфир полиэтиленгликоля на основе полимердистильгликоля, входит в качестве поверхности

активного вещества, улучшающего адгезию покрытия к подложке.

Разработанный состав позволяет, как показали специальные исследования, получать довольно стойкие покрытия на крепежных деталях. Более того, оказалось, что свойства цинкового покрытия, наносимого из суспензии порошка, можно варьировать. В частности, если изменять содержание в суспензии порошка цинка, алюминия и бихромата аммония, то можно получать разную толщину покрытий. При этом характерно, что массовая скорость образования покрытия в пределах трех последовательных погружений образца в суспензию остается постоянной. Однако, если концентрацию алюминиевой пудры значительно повысить, адгезия покрытия резко ухудшается. Наиболее высокая адгезионная прочность и коррозионная стойкость покрытия обеспечиваются тогда, когда соотношение Zn/Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (общ.) составляет определенную величину.

Сцепление покрытия с поверхностью, по-видимому, не зависит от содержания аммония, а защитные свойства — зависят и оказываются наилучшими при его концентрации в пределах 10—50 г/л. Повышение температуры сушки улучшает адгезионную прочность и снижает пористость покрытия, но характер изменения этих свойств различен, поэтому оптимальная температура находится в условной точке пересечения функций адгезии и пористости от температуры.

Аналогичным образом влияет и скорость нагрева, а добавление к суспензии алюминиевой пудры, наоборот, уменьшает оптимальную температуру сушки.

На эти параметры еще более эффективно воздействует пассивация слоев цинкового покрытия в хромовой кислоте. Замечено, что она снижает температуру последней стадии термообработки до 513 К. Беспористые покрытия образуются при скорости нагревания пластина, чуть большей, чем скорость образования высокой адгезионной прочности, т. е. прочности сцепления покрытия с основным металлом.

Электропроводность покрытия также зависит от температуры сушки и его толщины; она значительно возрастает

при ее росте, но снижается с увеличением толщины покрытия. Однако в целом можно сказать: при обычных толщинах она достаточно высока, что открывает перспективу применения таких покрытий для изделий, электролитическое цинкование которых затруднено.

Технология нанесения покрытий сравнительно проста. Стальные детали, очищенные от окислов, погружаются в суспензию металлических порошков. При этом их поверхность смачивается раствором хромовых соединений, и на ней происходит диффузионно-форетическое осаждение частиц порошков цинка и алюминия сначала без какого-либо химического взаимодействия. Затем температуру суспензии начинают повышать. Вода испаряется, и одновременно начинается окислительно-восстановительный процесс в первом (верхнем) слое покрытия. При этом шестивалентный хром восстанавливается до трехвалентного, в том числе органическими веществами, адсорбированными на поверхности порошков. Образуются гидрооксиды и аммиакатные комплексы (в частности цинка), а также металлоорганические соединения хрома, цинка, железа и алюминия. На второй стадии термообработки, т. е. при

далнейшем повышении температуры, те же процессы протекают во втором слое покрытия, и при некоторой температуре они завершаются разложением металлоорганических соединений и выделением хромитов.

В результате таких химических превращений покрытие получается беспористым, коррозионная стойкость его в камере соляного тумана в 10—15 раз превышает стойкость гальванического покрытия.

Простота технологического процесса делает его пригодным для нанесения покрытий различными способами, а безотходность технологии, практическое отсутствие сточных вод, малый расход цинка при высокой коррозионной стойкости покрытий — экономически и экологически выгодным.

Поэтому сейчас, видимо, настала пора для широкого внедрения нового покрытия. Тем более что технологический процесс и аппаратура, специально предназначенные для получения высокодисперсных порошков, давно уже созданы. Они позволяют выпускать порошки, в том числе и порошок цинка, с любым заданным средним размером частиц в интервале 1—10 мкм, с выходом требуемой

фракции более 95 % и содержанием металла до 98,5 %.

Таким образом, в нашей стране сейчас отработаны компонентный и концентрационный составы для цинк-порошковых покрытий, обеспечивающих высокую коррозионную защиту деталей крепежа. Их внедрение лишь на одном из предприятий позволило получить годовой экономический эффект, равный почти 0,5 млн. руб. Немаловажно и то, что улучшается не только анткоррозионная стойкость деталей, а и другие их качества. Например, при нанесении на резьбовые детали нового состава коэффициенты трения оказываются меньше (0,12—0,14), чем при электрохимическом цинковании, что предотвращает заедания, улучшает свинчиваемость и тем самым — работоспособность резьбовых деталей. Кроме того, эти коэффициенты практически не меняются в процессе эксплуатации резьбовых соединений.

Думается, для практических работников небезынтересным должно быть и такое свойство порошковых покрытий: детали не нуждаются в подготовке поверхности при помощи кислот, что полностью исключает водородную хрупкость покрытий, имеющую место при гальваническом цинковании.

УДК 621.822.723/724.001.24

## Метод расчета рабочей поверхности подшипникового узла

**С. А. ВОРОНИН, д-р техн. наук В. Н. КЕСТЕЛЬМАН**  
Московский авиационный институт имени С. Орджоникидзе

**П**ОДШИПНИКОВЫЕ узлы агрегатов трансмиссии автомобиля включают неподвижные соединения колец подшипника с корпусом или валом. В большинстве конструкций неподвижность соединений достигается за счет диаметрального натяга. Однако при образовании таких соединений сопрягаемые детали деформируются под действием радиальных сил, распределенных по поверхности сопряжения. Величины этих сил и деформаций обычно определяются из решения задачи Лямэ, которое предполагает, что сопрягаемые детали имеют цилиндрическую форму. Толщина стенок корпусных деталей большинства конструкций подшипниковых узлов переменна из-за наличия ребер жесткости, отверстий, масляных каналов, проточек и т. п. Этим обусловливается неравномерное распределение радиальной жесткости корпусной детали в полярных координатах по углу поворота  $\phi$ .

Результаты экспериментальных исследований влияния изменения радиальной жесткости корпусной детали на форму наружной поверхности качения в подшипниковом узле известны<sup>1</sup>. В частности, установлено, что после сборки неподвижных соединений отклонения от круглости формы поверхности качения составляют 25—30 мкм при ее исходной некруглости (до сборки), не превышающей 1—1,5 мкм. Такое изменение формы поверхностей качения после сборки неподвижных соединений снижает долговечность подшипникового узла по сравнению с расчетной. Поэтому разработка

метода расчета напряженно-деформированного состояния колец подшипника с учетом особенностей конструкции деталей неподвижного соединения является необходимым условием создания новых конструкций подшипниковых узлов машин, обеспечивающих им высокую долговечность.

Решение задачи Лямэ не позволяет оценить влияние переменной радиальной жесткости корпусной детали на форму поверхности качения, так как оно предполагает равномерное распределение радиальной нагрузки по поверхности сопряжения деталей. Задача об изгибе кольца большой кривизны, решаемая с использованием прерывателей Бубнова, требует составления дифференциальных уравнений упругих линий обеих сопрягаемых деталей. При этом необходимо учитывать условия совместности их деформации, что приводит к сложному аналитическому решению.

Численные методы расчета, например метод конечных элементов, предполагают задание исходных данных в виде граничных условий. В плоской задаче кольцо подшипника при образовании неподвижного соединения может перемещаться относительно корпуса в поперечном сечении. Это исключает возможность задания граничных условий на поверхностях сопряжения и качения, а также на наружной поверхности корпуса. Поэтому на предприятиях анализ влияния конструкции корпусной детали на форму поверхности качения подшипникового узла производится на основании экспериментальных работ, включающих стендовые и эксплуатационные испытания. Но такой подход не может дать всестороннего анализа элементов

конструкции и ее вариантов и связан со значительными затратами времени, труда и материалов.

Все эти проблемы привели к разработке нового численного метода расчета напряженно-деформированного состояния поверхностей качения колец подшипника, установленного с диаметральным натягом в корпусе сложной формы. Реализованный на ЭВМ, он используется при проектировании подшипниковых узлов новых машин, а также для анализа причин снижения качества подшипниковых узлов серийно выпускаемых агрегатов и определения мероприятий, позволяющих повысить качество и долговечность как подшипниковых узлов, так и агрегатов в целом.

Особенность деформации кольца подшипника, установленного с натягом в корпус неравномерной жесткости, состоит в том, что ось кольца под действием внешних сил, действующих на деталь, может перемещаться относительно оси посадочного отверстия в корпусе. Рассмотрим совместную деформацию двух деталей неподвижного соединения, одна из которых имеет сложную форму поперечного сечения (рис. 1).

На внутреннюю цилиндрическую деталь действует радиальная нагрузка, в общем случае неравномерно распределенная по поверхности сопряжения деталей. Величина этой нагрузки в каждой точке, характеризуемой координатой  $\phi$ , зависит от радиальных жесткостей сопрягаемых деталей и величины радиального натяга. В связи с тем, что равнодействующая радиальной нагрузки отлична от нулевого значения, кольцо подшипника перемещается относительно корпуса в поперечном сечении. Таким

<sup>1</sup> Воронин А. В. Оценка точности сборки подшипниковых узлов автомобильных агрегатов. — Автомобильная промышленность, 1978, № 4, с. 31—35.

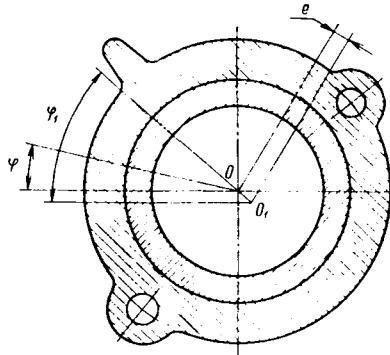


Рис. 1. Расчетная схема задачи

образом, ось кольца смешена относительно оси посадочного отверстия в корпусе на некоторую величину  $e$  вследствие переменной радиальной жесткости корпусной детали. При смешении кольца подшипника происходит изменение в распределении радиального натяга на поверхности сопряжения деталей, что, в свою очередь, приводит к изменению величин радиальных нагрузок. В результате этого кольцо занимает такое положение относительно корпуса, при котором сумма внешних нагрузок, действующих на него по поверхности сопряжения, равна нулю. При данном положении кольца каждая точка его поверхности качения имеет радиальное перемещение в соответствии с величинами радиальных нагрузки и натяга, жесткостей кольца и корпуса. Поэтому задача сводится к определению направления и величины смешения осей кольца подшипника и посадочной поверхности корпуса с последующим расчетом радиальных перемещений поверхности качения.

В расчетную схему подшипникового узла введены две цилиндрические системы координат:  $O_1r_1\Phi$  — с центром, расположенным на оси посадочной поверхности корпуса, и  $O_1r_1\Phi_1$  — с центром, лежащим на оси кольца подшипника. Взаимное положение координат характеризует смешение деталей неподвижного соединения. Для определения радиальных нагрузок, действующих на кольцо, неподвижное соединение разбивается радиус-векторами на отдельные сегменты. Исходя из предположения о том, что диаметр наружной поверхности корпуса и величина радиального натяга изменяются от элемента к элементу незначительно, величина радиальной нагрузки в каждом сегменте определяется из решения задачи Лямз. Определяя вектор величин радиальной нагрузки, проверяя выполнение равенства его нулю при различных величинах и направ-

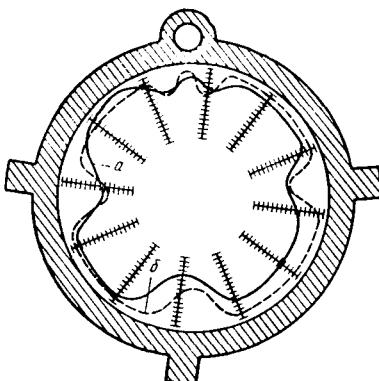


Рис. 2. Форма наружной поверхности качения подшипникового узла после образования неподвижного соединения:  
а — по результатам эксперимента; б — по результатам расчета

лениях перемещения системы координат  $O_1r_1\Phi_1$ , получим действительный закон распределения радиальной нагрузки по поверхности сопряжения в неподвижном соединении, одна из деталей которого имеет переменную радиальную жесткость в поперечном сечении. На основании же известных величин радиальной нагрузки в каждом элементе неподвижного соединения из решения задачи Лямз можно определить величины радиального перемещения и напряжений на поверхности качения.

Точность этих расчетов зависит от числа элементов, размеров неподвижного соединения и формы поперечного сечения корпусной детали.

Для того чтобы проверить правильность сделанных допущений, расчетные данные сопоставлены с результатами экспериментов (рис. 2). Экспериментом установлено, что расхождение составляет не более 5% при числе элементов в расчетной схеме, равном 360. Исследование метода на сходимость (рис. 3) позволило установить, что при размерах корпуса не более 700 мм разбивка не менее чем на 300 элементов обеспечивает необходимую при инженерных расчетах точность. Но для достижения простоты расчетов целесообразно принимать число элементов равным 360, т. е. разбивать соединение на сегменты через  $1^\circ$ .

Применение данного метода для расчетов неподвижных соединений подшипниковых узлов главных передач ряда грузовых и легковых автомобилей показало следующее:

оси кольца подшипника смешаются относительно оси посадочной поверхности корпуса; величина смешения достигает в ряде конструкций 5—10 мкм;

поверхности качения в результате выполнения неподвижных соединений с на-

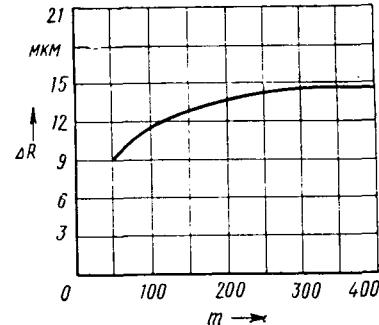


Рис. 3. Результаты исследования метода на сходимость

тягом изменяют форму; отклонения от круглости формы поверхностей качения в ряде подшипниковых узлов составляют 25—30 мкм;

на поверхностях качения подшипникового узла возникают сжимающие напряжения, переменные по координате  $\Phi$ ; величины этих напряжений сопоставимы с контактными напряжениями, возникающими на поверхностях качения подшипникового узла в процессе эксплуатации.

Разработанный метод расчета напряженно-деформированного состояния поверхности качения кольца подшипника при его установке в корпусе с натягом позволяет для каждого конструктивного варианта определять координату смешения оси кольца относительно оси посадочного отверстия корпуса; величину перемещения оси кольца подшипника относительно оси посадочной поверхности корпуса; радиальные силы и натяг, перемещения и напряжения на поверхности качения и их распределение по углу поворота  $\varphi$ ; отклонения поверхности качения подшипника от круглости после установки его в корпусе с натягом.

Для реализации метода расчета на ЭВМ необходим объем свободной оперативной памяти машины не менее 38 Кбайт. Подготовка исходных данных для расчета занимает 10—20 мин, а сам расчет на машине типа ЕС-1022 требует 1 мин процессорного времени.

Таким образом, создан математический аппарат для совершенствования конструкций неподвижных соединений подшипниковых узлов машин на стадии их проектирования, применение которого обеспечивает высокую долговечность и надежность подшипниковых узлов автомобиля при минимальных затратах времени и средств на доводку конструкции.

УДК 629.113.001.575:658.562

## Контроль качества мастер-моделей

Ю. П. САВИЧЕВ

Волжский автозавод имени 50-летия СССР

МАСТЕР-МОДЕЛЬ является пространственным эталоном поверхности детали, выполненным в натуральную величину с нанесенными конструктивными вырезами, отверстиями, линиями, которые указаны в чертеже. Поэтому к ее качеству предъявляются повышенные требования.

Так, на ней не должно быть царапин, сколов, забоин, раковин, трещин и других следов повреждений; все ее съемные элементы должны быть жестко закреплены и не иметь щелей; базовые и рабочие поверхности — быть отполироваными и покрашенными тонким равномерным слоем лака, не-

рабочие поверхности — покрашенными в другой цвет. (В частности, на ВАЗе нерабочие поверхности мастер-модели принято окрашивать в черный цвет, если она воспроизводит внутреннюю поверхность детали, и в красный цвет — если наружную.) Краска и лак не должны иметь подтеков, наплыдов, пузырей, приставших загрязнений и других дефектов. Базовые и рабочие поверхности пластмассовых мастер-моделей также полируют, а окрашивают все поверхности, кроме базовых.

В маркировке мастер-модели обычно указывается тип из-

делия, номер чертежа и дата последнего его изменения, дата изготовления мастер-модели. Здесь же располагается клеймо ОТК. Маркировку выполняют на металлических табличках размером 125×50 мм, которые крепят на нерабочей поверхности мастер-модели.

Местные отклонения базы мастер-модели (их проверяют шупом по периметру базы) допускаются не более 0,1 мм.

Так как мастер-модель — своего рода эталон детали, то и точность ее изготовления должна быть весьма высокой, в том числе и точность всех геометрических размеров ее рабочей поверхности. Проверка этих размеров ведется по-разному, в зависимости от группы элементов поверхности.

Так, если элементы поверхности детали при сборке кузова автомобиля сопрягаются с элементами других деталей (наружных или внутренних), то их проверяют при помощи пластилиновых шариков диаметром 2–3 мм. При этом шарики располагают на тщательно протертой поверхности проверяемой мастер-модели во всех местах, где форма поверхности резко изменяется, а также на длинных участках с плавно изменяющейся кривизной. Затем проверяемую мастер-модель устанавливают на разметочной плите и осторожно накрывают мастер-моделью (или ее негативом) сопрягаемой детали, обеспечивая совпадение одноименных координатных сеток и параллельность баз, и ударами через кусок толстой фанеры или доски осаживают верхнюю мастер-модель. После этого ее снимают с проверяемой мастер-модели и раздавленные шарики пластилина разрезают ножом. Толщина пластилина по линии среза должна быть не более 0,25 мм.

Координатную сетку таких мастер-моделей, наносимую на специальные металлические таблички размером 80×25 мм (таблички размещают с четырех сторон мастер-модели) и представляющую собой две взаимно перпендикулярные риски, проверяют без пластилиновых шариков. Для этого мастер-модель, как и в предыдущем случае, сопрягают с мастер-моделью ответной детали и устанавливают на разметочной плате. Положение линий координатной сетки, параллельных поверхности разметочной платы, проверяют штангенрейсмусом или каким-либо разметочным прибором. Расстояние между соответствующими линиями проверяемой и сопрягаемой мастер-моделей не должно отличаться от чертежного более чем на 0,1 мм. Линии координатной сетки, перпендикулярные разметочной плате, проверяют при помощи призм, угольников или разметочных приборов и контрольно-измерительных машин. Несовпадение соответствующих линий более чем на 0,1 мм также не допускается.

При оценке положения координатных линий нужно иметь в виду следующее.

При работе с мастер-моделями измерительные инструменты обычно настраивают по координатной сетке, нанесенной

на табличках. Но большинство таких инструментов имеет в качестве измерительного наконечника чертилку, поэтому при настройке на табличках могут появляться дополнительные риски и наколы. Чтобы отличить действительную риску от случайной, концы линий координатных сеток нужно закернить еще в процессе изготовления табличек.

Размеры элементов мастер-моделей деталей, которые задаются чертежом, так сказать, напрямую, проверяют при помощи призм, угольников, штангенинструментов, разметочных приборов или контрольно-измерительных машин. При этом отклонения фактических размеров от заданных чертежом должны находиться в пределах  $\pm 0,25$  мм.

Поверхности мастер-моделей, построение которых на чертеже задано от теоретических точек и линий, контролируют, как правило, шаблонами.

Для изготовления такого шаблона берут лист алюминия толщиной 1,5–2,0 мм или лист стали толщиной 0,8–1,0 мм соответствующих размеров, обезжиривают и тампоном или кистью красят в темный цвет. Лист при помощи магнитных призм или другим способом закрепляют на разметочной плате, на него наносят линии координатных сеток и от этих линий строят все точки, заданные чертежом, а также выполняют дополнительные построения, т. е. наносят теоретические точки и линии, от которых заданы искомые линии. Все построенные точки соединяют прямыми или кривыми линиями и контур шаблона закрывают (прямые линии — через каждые 20–50 мм, кривые — через 5–10 мм, короткие линии, углы, перегибы — через 2–5 мм). Каждый шаблон маркируют, проставляя тип изделия, номер чертежа детали и дату последнего его изменения, номер координатной сетки, по которой изготовлен шаблон. Затем шаблон проверяют, опиливают так, чтобы на его кромках осталась половина следа керна, и снова сдают на проверку. В ее ходе шаблон устанавливают так, чтобы его плоскость была перпендикулярна базе мастер-модели. При этом зазор между мастер-моделью и шаблоном, проверяемый набором щупов, должен быть не более 0,25 мм. Одновременно оценивается и плавность изменения формы мастер-модели.

Мастер-модели, как правило, изготавливают в комплекте с их негативами (у негатива рабочая поверхность та же, что и у мастер-модели, но корпус направлен в противоположную сторону). При контроле качества негатива проверяется качество сопряжения с мастер-моделью, а также правильность расположения базы и линий координатной сетки. Методы проверки аналогичны рассмотренным выше.

При положительных результатах контроля мастер-модели и ее негатива оформляется «Заключение контроля», которое является основанием для запуска мастер-модели в работу.

УДК 621.3.049.75.002.2:621.793

## Совмещенный раствор активирования печатных плат

Г. М. ШМЫГОВА, С. И. ИОГАНСОН, М. В. ЛЕВАНОВ

Волжский автозавод имени 50-летия СССР

**Д**ВУСТОРОННИЕ печатные платы применяются в системах управления высокопроизводительным станочным оборудованием и робототехническими комплексами. Они дают возможность снизить трудоемкость монтажно-сборочных работ при изготовлении электронных систем, осуществлять одновременную пайку всех радиоэлементов на «волне» жидкого припоя. Кроме того, печатные платы позволяют уменьшить габаритные размеры аппаратуры, улучшить условия отвода тепла, возникающего при работе, снизить металлоемкость и др.

Обычно операция активирования при изготовлении печатных плат является подготовительной перед химическим меднением отверстий и служит для создания на поверхности диэлектрика тонкого слоя металла (пальладия), служащего катализатором в процессе восстановления меди. Образование этого слоя, как правило, происходит в две стадии: сенсибилизация и обработка

ботки в растворе восстановителя (двуххлористого олова) и активирования — погружения плат в раствор соли пальладия и восстановления его до металла в тонком слое на поверхности диэлектрика.

Для ускорения технологического процесса изготовления плат из фольгированного стеклотекстолита СФ-2-35 базовым позитивным методом эти две операции на ВАЗе объединили в одну, применяя совмешенный раствор активирования, содержащий (в определенном соотношении) двуххлористый пальладий, двуххлористое олово и соляную кислоту. Рабочая температура раствора, как и при использовании множества других активирующих растворов, широко применяемых в производстве, невысока, время выдержки плат — 3 мин.

Подвески с платами перемещаются в ванне возвратно-поступательно в горизонтальном направлении (для улучшения протекания раствора через отверстия). При этом с помощью стеклянной палочки раствор активирования за-

стий образуется тонкий слой адсорбированных частиц металлического пальладия, катализирующих процесс восстановления меди.

Затем с целью коагуляции частиц пальладия и повышения активирующей способности поверхности платы обрабатывают в растворе борфтористо-водородной кислоты с концентрацией 50 мл/л и подвергают химическому меднению.

Лабораторный контроль совмешенного раствора активирования для определения содержания двухвалентного олова и общего содержания соляной кислоты выполняется 2 раза в неделю. Концентрация пальладия в растворе определяется 1 раз в неделю. При необходимости раствор корректируется по содержанию пальладия добавлением концентрированного раствора активатора, состоящего из тех же элементов, что и рабочий раствор, т. е. двуххлористого пальладия, двуххлористого олова и соляной кислоты.

Если же раствор активирования за-

время длительного простоя снижается концентрация олова, а концентрация палладия остается в заданных пределах, то добавляется стабилизатор, который, как обычно, содержит в своем составе двуххлористое олово и соляную

кислоту (1 : 1). Низкое содержание двуххлористого палладия в совмещенном растворе активирования позволяет уменьшить расход этого металла, т. е. выполнить активирование плат дешевле.

Совмещенный раствор активирования стабилен в работе и применяется при изготовлении печатных плат без замены в течение трех лет. Экономический эффект от его внедрения составил около 3 тыс. руб. в год.

УДК 629.113-036.5.073

## Стеклоармированные термопласти

Канд. хим. наук М. С. БАТИАШВИЛИ, З. И. ТЕВДОРАДЗЕ, д-р хим. наук М. Л. КЕРБЕР, канд. техн. наук Т. П. КРАВЧЕНКО, канд. техн. наук И. М. ПЕТРОВЫХ

Кутаисский автозавод имени Г. К. Орджоникидзе

**ДЛЯ СОЗДАНИЯ** современной конструкции автомобиля, технологичной в изготовлении, экономичной, комфортабельной и безопасной в эксплуатации, необходимы соответствующие материалы. Поэтому специалисты-автомобилестроители все чаще обращают внимание на новые разработки в области материаловедения. В частности, на полимерные композиционные материалы, в том числе стеклонаполненные термопласти, которые обладают малой удельной массой, высокими физико-механическими свойствами и химической стойкостью, сравнительно легко перерабатываются.

Причем особенно большой интерес в последнее время проявляется к листовым термопластичным материалам с добавкой в них стекломата. И это понятно: такие комбинированные термопласти технологичны, обладают такой же способностью к окончательной отделке, как и традиционные материалы, но масса выполненных из них элементов кузовов автомобилей меньше. Кроме того, комбинированные из стекломата и термопластов материалы в значительной мере сочетают в себе достоинства ненасыщенных полиэфирных смол и плоскостной армировки. Например, равномерное распределение прочности и жесткости сочетается с легкостью обработки и формования.

Разработкой и выпуском листовых стеклонаполненных термопластов для изготовления автомобильных деталей занимаются многие зарубежные фирмы. Так, в США фирма «Индустриз» выпускает материалы «Аздель», представляющие собой листы из стеклонаполненного полипропилена; фирма «Аллайд Кэмикл» — листы на основе стеклонаполненного нейлона. В ФРГ фирма БАСФ производит листовые материалы на основе полипропилена, полиэтилена высокой прочности и сополимеров стирола и акрилонитрила. Аналогичные материалы на основе стеклонаполненного полипропилена и поливинилхлорида созданы в Японии и Англии. Есть они и в нашей стране. Примером может служить полимерный лист с непрерывным стеклонаполнителем. Полимерная основа этого материала — модифицированный полипропилен.

Технология изготовления деталей из нового материала довольно проста. Заготовка нагревается до определенной температуры, затем как можно быстрее переносится в пресс-форму и штампуется в фасонное изделие на быстродействующем прессе, в котором необходимое давление достигается через 5—10 с после загрузки заготовки. Возможность использования механических прессов, предназначенных для листовых металлов, является большим преимуществом штамповки листов стеклопластика: переход на новый материал не требует переоборудования прессовочных цехов. Давление штамповки зависит от сложности конфигурации и размера изделий, но в целом оно невелико.

Нагревание металлического штампа до температуры размягчения полипропилена удлиняет время охлаждения, не улучшая в то же время формуемости композиционного материала, поэтому используются холодные металлические формы: в этом случае 1 мм толщины изделия охлаждается за 5—6 с.

Таким образом, если учсть время, необходимое для закладывания заготовок в форму (менее 5 с) и для извлечения готового изделия из нее (менее 10 с), то при непрерывном процессе изготовления можно достичь производительности, равной 80—120 изделий в 1 ч.

Что касается отходов из листов стеклоармированного полипропилена, то, в отличие от отходов стеклопластиков на полиэфирных связующих, после соответствующей обработки, например, измельчения и экструдирования, их можно пускать на повторную переработку в изделия методом литья под давлением.

С целью определить возможности применения стеклоарми-

рованного полипропилена как конструкционного материала при производстве крупногабаритных автомобильных деталей изучались его основные физико-механические свойства, которые приведены в таблице. В ней же, для сравнения, приведены и показатели полиэфирных стеклопластиков АП-66-151, наиболее широко используемых в настоящее время в отечественном автомобилестроении, а также упоминавшегося выше материала «Аздель».

Из таблицы видно, что стеклоармированный модифицированный полипропилен по многим показателям превосходит эти материалы. Кроме того, цикл формования изделий из него примерно в 10 раз короче, чем из стеклопластиков АП-66-151. Следовательно, при одной и той же производительности количество прессового оборудования (включая и пресс-формы) может быть сокращено в 10 раз. Материал «Аздель» формуется при высоких температурах, значит, новый материал превосходит его по экономическим показателям (меньше тратится энергии, сокращается продолжительность производственного цикла).

Детали, полученные из стеклоармированного полипропилена методом штамповки, имеют небольшую технологическую усадку после формования (0,2%), малую разнотолщинность ( $\pm 0,1 \div 0,2$  мм), не подвержены короблению; длительное воздействие воды и агрессивных жидкостей, циклически меняющихся температур и солнечной радиации существенного влияния на свойства выполненных из него деталей не оказывают. Он, ко всему прочему, стоек в отношении воздействия знакопеременных нагрузок.

Показатель	Стеклоармированный модифицированный полипропилен	Материал «Аздель»	Стеклопластик АП-66-151	Метод испытания по ГОСТ
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	1240	1270	1800	15139-69
Разрушающее напряжение, МПа:				
при растяжении при статическом изгибе	190 —	95 155	85 150	11262-76 4648-71
Максимальное напряжение при статическом изгибе, МПа	75	—	—	4648-71
Ударная вязкость, кДж/м <sup>2</sup>	*	60	85	4647-69
Модуль упругости при растяжении, МПа	9000	4500	8500	11262-76
Поглощение за 24 ч, %:				
воды	0,3	—	0,5	4560-73
бензина	0,9	—	0,02	12020-72
масла	0,1	—	0,2	12020-72

\* Образцы не разрушаются.

На Кутаисском автозаводе проверена пригодность сравнительно нового материала для изготовления крупногабаритных деталей автомобилей — таких, как кожух радиатора отопителя, крышки гнезда аккумуляторной батареи, люк передней панели и ступица переднего колеса. Все они успешно прошли лабораторные и стендовые испытания и в настоящее время испытываются на автомобилях КАЗ-608В и КАЗ-4540.

Результаты во всех случаях — положительные, что позволяет сделать вывод о перспективности нового материала для автомобильной промышленности.

# Новый синтетический тентовый материал

**Б. Б. БОБОВИЧ, В. Н. ЗАМКОВА, Л. Г. БАЛИШАНСКАЯ  
НИИАТМ**

**Н**ОВЫЙ материал — тентовая винилискожа-Т (ТУ 17-21-328-80) представляет собой полусинтетическую хлопково-лавсановую ткань с односторонним поливинилхлоридным покрытием специально разработанной рецептуры. По сравнению с серийно применяемым материалом — искусственной тентовой кожей марки «Теза» — он обладает значительными преимуществами (см. таблицу).

Так, у него, например, более высокая огнеупорность: после удаления из зоны пламени он не горит, в то время как материал «Теза» продолжает гореть в течение 15 с; прочность его сварного шва на 15% выше, чем у «Тезы». Особено важно отметить, что техническими условиями на новый тентовый материал впервые нормируется прочность сварного шва при расслаивании.

Благодаря полимерному покрытию только с одной внешней стороны новый материал имеет более высокие гигиенические свойства и в то же время сохраняет высокую водонепроницаемость. Устойчивость к воздействию плесневых грибков, света, тепла, бензина и масла у него примерно такая же, как и у винилискожи «Теза».

Достигнуто это благодаря наличию в рецептуре поливинилхлоридного покрытия специальной группы стабилизаторов и антисептиков.

Тенты из винилискожи-Т методом высокочастотной сварки можно изготавливать на поточных линиях. При этом сила анодного тока в зависимости от типа сварочной машины и свариваемых участков колеблется от 1,4 до 2,8 А, сила сеточного тока — от 0,45 до 0,58 А и продолжительность сварки — от 6,5 до 18 с. Если же тенты шить, то для создания равнопрочной и долговечной конструкции тента необходимо применять синтетические нити (анидные, лавсановые, капроновые). Однако высокочастотная сварка дает более водонепроницаемую конструкцию тента, обладает большей производительностью и в этом случае практически исключается труд ручной.

Проведенные эксплуатационные испытания тентов из нового материала показали, что после пробега автомобилей до 180 тыс.

Наименование показателей	Норма по ТУ	Метод испытаний по ГОСТ
Масса 1 м <sup>2</sup> , кг	0,95±0,05	17073-71 17316-71
Разрывная нагрузка, Н (не менее), в направлении:		
продольном	750	
поперечном	600	
Удлинение при разрыве, % (не более), в направлении:		17316-71
продольном	40	
поперечном	40	
Сопротивление раздирианию, Н (не менее), в направлении:		17074-71
продольном	150	
поперечном	150	
Устойчивость к многократному изгибу, килоциклов (не менее), на приборе:		8978-75 (метод 1 или 2)
МИРЦ	500	
МИРП	300	
Жесткость, Н (не более), в направлении:		8977-74
продольном	0,35	
поперечном	0,35	
Морозостойкость, К (°C), не выше	230 (-40)	15162-82 15898-70
Огнеупорность, с, не более:		
горение	0	
тление	15	
Грибоустойчивость, баллов, не более	3	9.049-75
Прочность сварного шва на расслаивание, Н/м (не менее), в направлении:		
продольном	1500	
поперечном	1500	
To же на сдвиг, Н (не менее), в направлении:		
продольном	500	
поперечном	500	

км прочность, герметичность и т. д. этих тентов остаются без изменений. Они не имеют расслоений и разрывов и пригодны для дальнейшей эксплуатации.



## НОВЫЕ НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113.073.286(083.74)

### ГОСТ «ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. НОМЕНКЛАТУРА ПОКАЗАТЕЛЕЙ И МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ»

**В** НАСТОЯЩЕЕ время существует, как известно, достаточно большое количество национальных и международных нормативных документов, регламентирующих методы испытаний и номенклатуру оценочных показателей топливной экономичности АТС. Например, в капиталистических странах с развитием автомобильстроения этот вопрос наиболее полно был решен в отношении легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой грузоподъемности, которые преобладают здесь в общем выпуске автотранспортных средств.

Но единобразия в нормативных документах нет. Так, сейчас существуют три метода экспериментальной оценки топливной экономичности легковых автомобилей в ездовых циклах: европейский, американский и японский. Общее у них то, что неустановившиеся режимы работы автомобиля в ездовых циклах имитируются на стенде с беговыми ба-

рабанами. В частности, согласно европейскому методу (Правило № 15 ЕЭК ООН), который с 1978 г. применяется в нашей стране, предусматривается, что оценка топливной экономичности АТС полной массой до 3,5 т должна выполняться в дорожных условиях при движении на высшей передаче с постоянными скоростями, равными 90 и 120 км/ч, а в городском цикле движения имитироваться на стенде с беговыми барабанами.

Несколько иначе обстоит дело с нормативными документами, регламентирующими оценочные показатели и методы определения топливной экономичности в ездовых циклах автобусов и грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности: таких документов национального или международного значения за рубежом фактически нет. В нашей же стране такой документ был. Это ГОСТ 20306-74 «Топливная эко-

номичность автотранспортных средств. Номенклатура показателей и методы испытаний». Однако после того, как на предприятиях и в организациях Минавтопрома накопился определенный опыт работ, связанных с выполнением комплексной программы повышения топливной экономичности АТС, стало ясным, что он уже не удовлетворяет нынешним требованиям. Главный недостаток этого ГОСТа — отсутствие корреляции между контрольными расходами топлива, вводимыми в нормативно-техническую документацию на АТС, и соответствующими линейными нормами. В результате изменение величин контрольных расходов топлива в нормативно-технической документации на автомобиль не всегда сопровождалось соответствующей корректировкой линейной нормы. Иными словами, конструктивное совершенствование АТС, направленное на повышение их топливной экономичности,

Таблица 1

Тип АТС	Скорость движения, км/ч				
	40	60	80	90	120
Автомобили полной массой до 3,5 т	—	—	—	+	+
Автомобили грузовые и автопоезда (кроме полноприводных) полной массой свыше 3,5 т, автобусы пригородные и местного сообщения	—	+	+	—	—
Автобусы городские	+	+	—	—	—
Автобусы магистральные, автобусы междугородные и туристические	+	+	+	—	—
Автомобили полноприводные полной массой свыше 3,5 т	+	+	—	—	—

Таблица 2

Тип АТС	Ездовой цикл		
	магистральный на дороге	городской на дороге	городской на стенде
Автомобили полной массой до 3,5 т	+	+	+
Автомобили грузовые и автопоезда (кроме полноприводных) полной массой свыше 3,5 т, автобусы пригородные и местного сообщения	+	+	—
Автобусы городские	—	+	—
Автобусы магистральные, автобусы междугородные и туристические	+	—	—
Автомобили полноприводные полной массой свыше 3,5 т	+	—	—

не всегда вело к уменьшению расходов топлива в условиях реальной эксплуатации. Поэтому сейчас разработана новая редакция государственного стандарта «Топливная экономичность автомобильных транспортных средств. Номенклатура показателей и методы испытаний», которая вводится в действие с 1986 г.

Новый стандарт принципиально отличается от своего предшественника: кроме контрольного расхода топлива и топливной характеристики АТС при установленном движении он регламентирует расходы топлива в магистральном и городском циклах на дороге, расход топлива в городском цикле на стенде с беговыми барабанами, а также топливно-скоростную характеристику на магистрально-холмистой дороге (только для магистральных автопоездов, а также междугородных и туристических автобусов, режимы движения которых в эксплуатации, в частности на горно-холмистой дороге, близки).

Величины скоростей движения, на которых определяется контрольный расход топлива, установлены в зависимости от типа и назначения АТС (табл. 1), причем величины контрольных расходов до-

пускается определять по топливной характеристике установленного движения, обязательной для АТС всех типов.

Применяемость показателей топливной экономичности в городском (на дороге и на стенде с беговыми барабанами) и магистральном ездовых циклах при приемочных испытаниях в зависимости от типа и назначения АТС также определена (табл. 2). Причем расход топлива в городском цикле на стенде с беговыми барабанами для АТС полной массой до 3,5 т определяется в полном соответствии с требованиями Правила № 15 ЕЭК ООН.

Что касается расходов топлива в магистральном и городском ездовых циклах на дороге, то они определяются при испытаниях АТС на горизонтальном участке дороги длиной 4 км, имеющем асфальтобетонное или бетонное покрытие.

Новым стандартом предусмотрена также применяемость показателей топливной экономичности АТС в зависимости от вида испытаний.

Кандидаты техн. наук В. Ф. КУТЕНЕВ, А. А. ТОКАРЕВ, А. Г. ШМИДТ  
и Е. Е. ЧЕРЕЙСКИЙ, Э. И. НАРКЕВИЧ, И. Х. ОЛЕВСКИЙ  
НАМИ, ВНИИМаш

В частности, установлено, что новые автомобили (опытные, серийные) проходят испытания по определению показателей расхода топлива после обкатки и общего пробега в пределах 5—10 тыс. км, при этом в случае кратких контрольных испытаний допускается снижение нижнего предела пробега до 2500 км. Строго регламентированы требования к испытуемым автомобилям, массе груза, измерительным участкам дорог, стенду с беговыми барабанами и порядку его настройки, атмосферным условиям, контрольно-измерительной аппаратуре, методом проведения испытаний и режимам ездовых циклов на дороге и на стенде с беговыми барабанами. Стандарт устанавливает также порядок обработки и формы представления получаемых результатов, в том числе определяет порядок их приведения к стандартной температуре (293 К, или +20°C).

При обработке нового стандарта, а также в ходе межведомственных приемочных испытаний выше 30 моделей модернизированных АТС с повышенной топливной экономичностью, подготовленных предприятиями и организациями Минавтопрома, специалистам ЦНИАП НАМИ удалось установить корреляцию расходов топлива в регламентированных стандартом ездовых циклах на дороге и в соответствующих условиях эксплуатации. Эти испытания показали возможность снижения линейных норм расхода топлива для указанных АТС в среднем на 9—11%. Поэтому межведомственная комиссия решила, что не менее 20 образцов модернизируемых автомобилей каждой модели должны пройти четырехмесячную опытную эксплуатацию — с тем, чтобы проверить совершенство измененных линейных норм.

Таким образом, впервые в практике сделана попытка установить обоснованную связь между показателями топливной экономичности автомобилей, получаемыми по результатам полигонных испытаний, и эксплуатационными расходами топлива. Очевидно, что результаты полигонных испытаний АТС на топливную экономичность по новому стандарту позволят в будущем поставить вопрос о нормативном документе (на уровне государственного стандарта), регламентирующем методы определения линейных норм расхода топлива на новые и модернизированные АТС.

## ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 629.113-585.001.5:629.113.057-523.8

### ПРИБОР ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПИКОВЫХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ

КАК ИЗВЕСТНО, составляющими крутящего момента, который передается трансмиссией при движении автомобиля, являются квазистатическая (средний уровень) и высокочастотная, а также максимальные (пиковье) нагрузки, возникающие при его трогании с места, переключении передач, включении демультипликатора и т. п. Причем последние оказывают особенно большое влияние на долговечность и безотказность деталей трансмиссии. По-

этому возможность определения этих нагрузок в реальных условиях эксплуатации имеет большое практическое значение (расчет усталостных повреждений, вероятности возникновения остаточной деформации или хрупкой поломки деталей, определение норм прочности и коэффициентов ее запаса и т. д.). Однако получать такие данные удавалось не всегда, так как исследователи не располагали оборудованием, позволяющим получать их быстро и

надежно (скажем, без чрезмерно трудоемкой ручной обработки, как это наблюдается при использовании осциллографа, и с возможностью анализа данных в ходе исследования, чего не может дать магнитограф).

Сейчас проблема решена: специалистами НАМИ создан (А. с. 907449, СССР) универсальный электронный прибор, который регистрирует нагрузки при помощи тензодатчиков и выдает ряды распределения максимальных

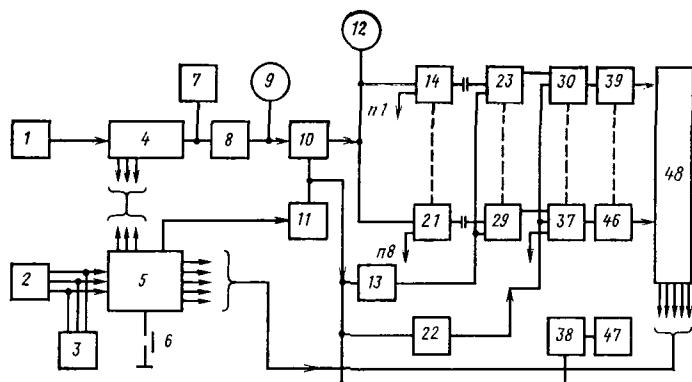


Рис. 1

пиковых нагрузок в трансмиссии по вероятности их возникновения.

Прибор АПН-1-НАМИ построен по схеме, приведенной на рис. 1, его внешний вид показан на рис. 2, работает он следующим образом.

Входной сигнал нагрузки (крутящего момента), выдаваемый тензодатчиком 1, усиливается тензоусилителем 4. (Если сигнал больше допустимого, загорается светодиод индикатора 7 перегрузки). Затем он детектируется двухполупериодным детектором 8 и через ключ 10 поступает на вход анализатора амплитуды, состоящего из восьми (14—21) триггеров Шмитта, входы которых соединены параллельно. (Порог срабатывания каждого триггера устанавливается восьмипороговым потенциометром.) Срабатывание каждого триггера Шмитта заставляет срабатывать соединенный с ним двухтактный триггер (23—29), причем положение последнего сохраняется и при возвращении соответствующего триггера Шмитта в начальное состояние (при уменьшении сигнала). Таким образом, цепочка двухтактных триггеров «запоминает» ход нарастания сигнала.

Ключ 10 открывается импульсом (длительность  $\sim 1,5$  с), поступающим с одновибратора 11, который запускается импульсом от распределителя 5, поступающим по сигналу датчика 2 (или имитатора 3 этого датчика) при включении любой из первых трех передач.

Передний фронт импульса одновибратора через формирователь 13 переводит в начальное состояние триггеры 23—29, подготавливая их к запоминанию нарастания сигнала крутящего момента.

К выходам этих триггеров подключены входы схем совпадений (30—37), причем таким образом, что схема может выдать импульс только тогда, когда пара триггеров, соединенных с этой схемой, находятся в разных состояниях — один переброшен, другой нет. Выдача импульса схемой совпадений происходит в момент поступления (через формирователь 22) на всю цепочку схем импульса заднего фронта сигнала одновибратора. Таким образом, из всей цепочки схем совпадений выдает импульс лишь одна, связанная с

последним из перебросившихся двухтактных триггеров 23—29, «запомнивших» пиковое значение сигнала крутящего момента.

Импульс с выхода схемы совпадений поступает на соответствующий усилитель (39—46), откуда сигнал передается в блок 48 счетчиков. Здесь срабатывает один из счетчиков, соответствующих переключению передач (0—I; I—II; II—III; III—II; II—I).

Распределитель 5 выполняет три функции: формирует, как упоминалось выше, импульс запуска одновибратора 11; дает команду на включение того или иного ряда счетчиков блока 48 (в зависимости от порядка переключения передач); управляет коэффициентом усиления тензоусилителя в зависимости от положения датчика передач (I, II, III).

#### Датчик момента

#### Датчик включеной передачи

Число интервалов анализа крутящего момента

Диапазон рабочих частот по крутящему моменту, Гц

Число используемых переключений передач

Рабочий диапазон температур, К

Емкость счетчиков регистратора импульсов, разрядов

Число счетчиков

Среднеквадратичная погрешность определения ординат

распределения, %

Напряжение питания, В

Потребляемая мощность, Вт

Тензорезисторы 100—200 Ом, подключаемые по схеме полумоста или моста

Контактное устройство в коробке передач с замыканием на «массу»

8

0—40

5 (Н—I; I—II; II—III; III—II; II—I)

273—313

4

41

Не более 3

10—27

10

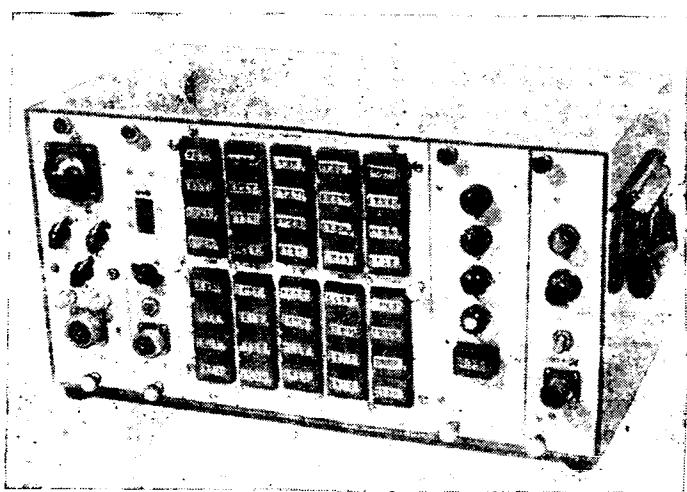


Рис. 2

Особенности настройки прибора следующие.

Пороги срабатывания триггеров Шмитта устанавливаются с учетом того, что дисперсия амплитуд нагрузки при переключении передач составляет до 40% максимальной амплитуды, поэтому они (пороги срабатывания) подбираются равномерно в диапазоне изменения сигнала от 0,6 до 1,0 его максимального значения.

Работоспособность прибора проверяется при помощи имитатора 3 передач.

Балансировка тензоусилителя 4 и контроль сигнала выхода осуществляются по контрольному прибору (вольтметр со шкалой на  $\pm 5$  В). При помощи кнопки 6 распределитель 5 переводится в начальное состояние.

Основные технические данные прибора АПН-1-НАМИ:

Датчик момента	Тензорезисторы 100—200 Ом, подключаемые по схеме полумоста или моста
Датчик включеной передачи	Контактное устройство в коробке передач с замыканием на «массу»
Число интервалов анализа крутящего момента	8
Диапазон рабочих частот по крутящему моменту, Гц	0—40
Число используемых переключений передач	5 (Н—I; I—II; II—III; III—II; II—I)
Рабочий диапазон температур, К	273—313
Емкость счетчиков регистратора импульсов, разрядов	4
Число счетчиков	41
Среднеквадратичная погрешность определения ординат	Не более 3
распределения, %	10—27
Напряжение питания, В	10
Потребляемая мощность, Вт	

Прибор дает ряд преимуществ исследователю и, что особенно важно, способствует повышению качества выпускаемых автотранспортных средств. Он, в частности на 20—30% повышает производительность труда исследователя, а также точность получаемых данных; позволяет оптимизировать трансмиссию, в том числе по массе, материальноемкости, безотказности и долговечности. Иными словами, помогает решать многие практические задачи, связанные с ускорением научно-технического прогресса в автомобилестроении.

Кандидаты техн. наук О. В. СОКОЛОВ и К. И. ВИЛЬПЕРТ

НАМИ

#### УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

В связи с тем, что в редакцию часто обращаются с просьбой выделить тот или иной номер журнала, напоминаем: журнал распространяется только по подписке. Поэтому не забудьте своевременно оформить ее. Подписку (на любой срок) принимают все пункты «Союзпечати», почтамты, городские, районные узлы и отделения связи. (Индекс журнала 70003.)

## ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

**В** НАСТОЯЩЕЕ ВРЕМЯ в мире эксплуатируется несколько десятков тысяч электромобилей (только в Англии их больше 30 тыс.). Видимо, и в дальнейшем парк будет расти. Поэтому вопросы надежности таких АТС, безусловно, представляют значительный интерес для практики. Данные же по надежности различных электромобилей, эксплуатирующихся в разных странах и различных условиях, уже есть, хотя их еще и не так много.

Например, министерство энергетики США в рамках общих эксплуатационных испытаний парка использовало 800 электромобилей, свыше 95 % которых имели ежедневный пробег менее 30 км (максимальный — 65 км); значительную часть их эксплуатировало почтовое ведомство на маршрутах длиной 8—24 км и числом остановок 200—400 (годовой пробег 5—8 тыс. км); применяли их и частные фирмы, и индивидуальные владельцы.

Так, почтовое ведомство использовало фургон «DJ-5E» грузоподъемностью 300 кг (масса в снаряженном состоянии 1645 кг, масса аккумуляторов 572 кг, тяговый электродвигатель мощностью 7,5 кВт, регулируемый от импульсного преобразователя), а также грузовой фургон «Харбайлт» английского производства. Различные частные фирмы, в том числе электротехнические, применяли грузовой фургон «Баттроник Мини Ван» грузоподъемностью 500 кг (масса в снаряженном состоянии 2630 кг, масса аккумуляторов 1089 кг, тяговый электродвигатель мощностью 31 кВт, регулируемый от импульсного преобразователя); индивидуальные владельцы — пассажирский легковой автомобиль «Элкар» итальянского производства, а также пассажирский двухместный легковой «Ситикар» (масса в снаряженном состоянии 570 кг, масса аккумуляторов 220 кг, тяговый электродвигатель мощностью 4,5 кВт, регулируемый переключением секций батарей).

Таблица 1

Модель АТС	Число АТС	Наработка на отказ, км
«Харбайлт»	31	10 000
«Баттроник Мини Ван»	76	1000
«Ситикар»	208	840
«DJ-5E»	194	592
«Элкар»	6	485
Автофургон с ДВС	1...10*	4760

На всех электромобилях, находящихся в регулярной эксплуатации, число отказов, по сообщениям зарубежной печати, составляет в среднем 5—6 в год, однако наработка (пробег) на отказ у них, как видно из табл. 1, оказывается разной, причем у большинства — меньшей, чем у автомобилей с ДВС.

Данные по надежности отдельных элементов конструкции наиболее многочисленных из эксплуатировавшихся в США и Канаде электромобилей приведены в табл. 2. Из нее видно, что общая надежность электромобилей определяется в основном надежностью электрооборудования.

Примерно такие же данные (табл. 3) получила американская электромобильная ассоциация, которая провела опытную 26-месячную эксплуатацию 74 электромобилей (в том числе и модели «Баттроник Мини Ван»). Она, например выявила, что средняя наработка на отказ (при среднем числе рабочих дней в месяце 26) составила 136,2 дня, но 80 % всех отказов зарегистрировано в первый год эксплуатации. Наработка на отказ для электромобилей с годовым пробегом до 3600 км составила около 600 км, а с пробегом более 3600 км — 1800 км.

Таким образом, и в данном случае зафиксировано три наименее надежных системы на электромобилях: электронный преобразователь вторичного источника питания, импульсный тиристорный преобразователь и электронный счетчик энергии тяговой аккумуляторной батареи.

В Англии в течение двух лет на маршрутах г. Манчестера эксплуатировались аккумуляторные пассажирские электробусы «Лукас» (полная масса 9,8 т, тяговый электродвигатель независимого возбуждения, мощностью 97 кВт) с максимальной скоростью 80 км/ч и пробегом на одной зарядке до 72 км, а также «Хлорайд» (полная масса 16,2 т, тяговый электродвигатель последовательного возбуждения, мощность 120 кВт) с максимальной скоростью 64 км/ч и пробегом на одной зарядке до 50 км. Работали они на маршруте длиной 4,8 км при среднем числе остановок на 1 км пробега, равном 6. За время их эксплуатации средняя наработка на отказ составила 400 км, 83 % всех неисправностей произошло из-за силового импульсного

Элементы конструкции	Отказы	
	Число	%
Все электрооборудование	403	73,8
Импульсный преобразователь	93	17,0
Тяговая аккумуляторная батарея	62	11,4
Бортовое зарядное устройство	28	5,1
Предохранители	33	6,0
Счетчик энергии тяговой аккумуляторной батареи	77	14,1
Тяговый электродвигатель	5	1,0
Преобразователь (вторичный источник питания)	105	19,2
Механические узлы	143	26,2

преобразователя и его системы управления, снижения сопротивления изоляции экспериментальных тяговых аккумуляторных батарей, системы рекуперативного торможения и бензинового отопителя. Коэффициент технической готовности электробусов составил 0,26—0,52 против 0,8—0,85 для дизельных автобусов, обслуживающих те же маршруты.

Эксплуатация аккумуляторных и гибридных (имеющих двигатель внутреннего горения и тяговую аккумуляторную энергоустановку) электробусов осуществлялась также в ФРГ и Японии, причем в ФРГ гибридные электробусы в городских перевозках использовались достаточно широко. В частности, 13 таких электробусов работали в Штутгарте в течение 5 лет. Их техническое состояние, по заявлению фирмы ГЭС, осуществляющей в ФРГ эксплуатационные испытания и техническое обслуживание гибридных АТС, характеризуется высоким коэффициентом технической готовности (0,8), сравнимым с аналогичным коэффициентом для дизельных автобусов (0,86). Срок службы тяговых свинцово-кислотных аккумуляторных батарей, работающих в составе гибридной энергоустановки, — около 1000 циклов «заряд — разряд» (для обычного электромобиля — 300 циклов). По сообщениям фирмы, надежность эксплуатирующихся электробусов — менее одного отказа в год. Увеличение пробега аккумуляторных электробусов достигается подзарядом на конечных пунктах маршрута тяговых батарей от контактной сети. Помимо увеличения ежедневного пробега (с 80 до 160 км) это продлевает срок службы тяговых аккумуляторных батарей вследствие уменьшения глубины их разряда. В зимний период эксплуатации на большинстве электробусов отмечалась повышенная коррозия деталей тягового электродвигателя и силового электрооборудования.

На двух электробусах, эксплуатирующихся в течение двух лет на пассажирских перевозках в японском городе Осака, были установлены тяговые аккумуляторные батареи одинаковых размеров и массы, но отличающиеся типом пластин (панцирные и намазные). Первые выходы из строя намазных батарей при их систематических разрядах до 75 % номинальной емкости начались после 400 циклов «заряд — разряд» (через год), а панцирных — после 600 циклов (через 1,5 года), т.е. панцирные батареи в этом смысле оказались лучше.

В различных городах Японии проводились эксплуатационные испытания 21 электромобиля на различных пере-

Распределение отказов, %

«DJ-5E»	«Баттроник Мини Ван»	«Ситикар»
93	64	79
47	10	9
		(контакторная схема)
15	10	7
12	9	10
9	10	41
2	12	—
1	1	9
1	1	3
1	0	0
—	11	—
5	0	0
1	33	21
0	5	21
1	28	0
6	3	0

Элементы конструкции

Всё электрооборудование  
Импульсный преобразователь

Тяговая аккумуляторная батарея  
Бортовое зарядное устройство

Предохранители  
Счетчик энергии тяговой аккумуляторной батареи

Тяговый электродвигатель

Вспомогательная аккумуляторная батарея

Система освещения

Преобразователь (вторичный источник питания)

Прочие

Все механические узлы

Гидравлические тормоза

Прочие

Неисправности по вине водителя

возках. Наиболее частыми отказами в первые четыре года эксплуатации были отказы импульсных тиристорных преобразователей, силовых диодов, контактных элементов силовых цепей привода, автоматических выключателей защиты. Реже возникали неисправности силовых проводов и элементов (обрывы, ослабление креплений, обгорание изоляции).

Таким образом, общая эксплуатационная надежность электромобилей пока еще значительно ниже надежности современных автомобилей с ДВС: их наработка на отказ в среднем не превышает 800 км пробега. Наименее надеж-

ными элементами являются узлы электрооборудования — силовые тиристорные преобразователи тягового электропривода, система рекуперативного торможения, вторичные источники питания (полупроводниковые преобразователи, вспомогательные батареи), контактные элементы силовых цепей, а также электронные устройства управления: на них приходится около 80% всех отказов. Аккумуляторные батареи с намазными пластинами менее надежны и имеют в 1,5 и даже в 2 раза меньший срок службы, чем панцирные. Батареи на гибридных электромобилях работают более надежно и имеют больший срок службы.

У электромобилей, кроме того, меньше, чем у автомобилей, коэффициент технической готовности, что объясняется большей продолжительностью текущих ремонтов, а также простотой в плановом техническом обслуживании (ежедневная проверка дистиллированной воды и т. д.). Значительное время ремонта объясняется также отсутствием специально разработанных методов и средств технической диагностики, трудностями снабжения запасными частями.

**Б. И. ПЕТЛЕНКО, С. А. БАБЕШКО,  
В. Н. ЛОГАЧЕВ**

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

УДК 621.43.03

**В. И. Крутов, В. Е. Горбаневский,  
В. Г. Кислов. Топливная аппаратура автотракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1985. 208 с., ил.**

Учебник предназначен для студентов, специализирующихся в области двигателей внутреннего сгорания автотракторного типа. Содержание его охватывает все виды топливной аппаратуры дизелей, бензиновых и газовых двигателей. В частности, в нем рассмотрены методы форсирования топливных насосов высокого давления и форсунок, используемых для работы на различных топливах, анализируются конструктивные параметры, влияющие на процессы впрыскивания и распыливания, установлено влияние режимов работы дизелей и профиля кулачка на фазы и продолжительность впрыска.

Параметры топливной аппаратуры увязаны с показателями рабочего процесса дизелей. Показаны тенденции ее развития, в том числе отдельных агрегатов, направленные на улучшение энергетических и экономических показателей дизелей, повышение надежности работы и долговечности, снижение шумности, токсичности и дымности отработавших газов. Уделено внимание также проблемам снижения металлоемкости, уменьшения габаритных размеров дизелей, повышения яркости и конструктивной жесткости, внедрения прогрессивной технологии изготовления. Например, в такого рода издания впервые включается описание современных технологических приемов, позволяющих получить гидравлическое единство деталей

ТНВД по величинам  $\mu f$ , а также весь комплекс работ по гидроабразивной обработке и стабилизации гидравлических характеристик. Причем эти разделы посвящены повышенным частотам вращения и цикловым подачам. Методика же расчетов на основе волновых явлений позволяет предварительно определить (на ЭВМ) основные показатели процесса впрыска и тем самым ускорить доводку топливной аппаратуры.

В учебнике рассматриваются современные конструкции вспомогательных агрегатов топливной аппаратуры — топливоподкачивающих насосов, топливных фильтров, автоматических регуляторов.

Кроме традиционной (золотникового типа с кулачковым приводом и прецизионными парами) топливной аппаратуры авторы дают описание и ряда других ее вариантов, в том числе беспрецизионной.

В несколько меньшем объеме представлены разделы, относящиеся к системам питания карбюраторных двигателей, а также бензиновых двигателей с системами впрыска топлива. Однако основные физические процессы, происходящие при распыливании, испарении, смесеобразовании, характеристики и типовые конструкции карбюраторов изложены в четкой форме и на современном уровне.

В целом учебник оказался оригинальным по содержанию, можно сказать, удачным. Видимо, потому, что создавался он на базе собственных расчетных и экспериментальных исследований авторов, конструктивного анализа новейших моделей топливной аппаратуры и прогрессивных методов технологии изготовления, доводки и испытаний.

**Канд. техн. наук М. М. ВИХЕРТ**

УДК 621.43-6+621.892

**Покровский Г. П. Топливо, смазочные материалы и охлаждающие жидкости. М.: Машиностроение, 1985. 200 с.**

**В**ЫШЕЛ в свет учебник для студентов вузов, обучающихся по специальностям «Двигатели внутреннего сгорания» и «Автомобили и тракторы». Но, бесспорно, он окажется полезным и как своего рода справочное пособие по комплексу вопросов, связанных с применением топлив, смазочных материалов и охлаждающих жидкостей в двигателях автомобилей и тракторов.

В нем, в частности, достаточно большое внимание уделено дизельным топливам и смазочным материалам, что хорошо согласуется с реализацией в настоящее время программой дизелизации автомобильного транспорта. То же самое можно сказать и о применении газообразного топлива, в том числе природного газа. В качестве перспективного топлива рассмотрен водород, анализируются особенности его применения. Имеются интересные сведения и о других альтернативных топ-

ливах и перспективных смазочных материалах ненефтяного происхождения.

Особо следует отметить полезность и своевременность постановки вопросов экономической эффективности применения топлив, смазочных материалов и охлаждающих жидкостей методами функционально-стоимостного анализа.

Впервые в учебник включены методы моторных испытаний топлив и масел, которые в последнее время становятся основными способами оценки показателей этих материалов, особенно моторные методы квалификационных испытаний моторных масел.

Отдельная глава посвящена токсичности топлив и смазочных материалов, что важно как для молодых специалистов, так и для тех, кто связан с производством, испытанием и особенно применением топлив и смазочных материалов. Тем более что в настоящее время в сфере общения с автомобильной и тракторной техникой включается все больший круг людей.

Но по содержанию учебника нельзя не высказать и некоторых замечаний и предложений.

Так, все сведения о моторных испытаниях моторных масел помещены в основном тексте книги, а о не менее важных —

моторных испытаниях топлив (кроме методики определения октановых и цетановых чисел) вынесены в приложение. Следовало бы более полно дать и материал, раскрывающий механизм загрязнения масла в процессе его работы в двигателе и причины отложений шлама на деталях. Мало уделено внимания противоизносным и антифрикционным присадкам — одному из важнейших средств улучшения показателей современных моторных масел, причем примененный здесь термин «маслянистость» — явный архаизм: более правильно было бы говорить «смазывающая способность». Недостаточно внимания уделено также самосмазывающимся конструкционным ма-

териалам, которые в настоящее время получают все большее применение в автомобильной технике. Эталонную шкалу для оценки моющих свойств масел на установке ПЗВ следовало бы дать в цвете, как это сделано в ГОСТе на метод, иначе она становится неэффективной. В работе имеется и несколько опечаток, наиболее существенная из которых — на стр. 85 (к рис. 16).

В целом же учебник заслуживает, как сказано выше, весьма высокой оценки.

Доктора техн. наук  
М. А. ГРИГОРЬЕВ, К. В. РЫБАКОВ

УДК 629.113.001.66

**Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1984, 376 с.**

ПОСЛЕ выхода второго издания учебника «Конструирование и расчет автомобиля», разработанного Б. В. Гольдом, прошло более 20 лет. За истекшее время появилось много принципиально новых конструктивных решений и технологических процессов, а также методов расчета и экспериментальных исследований. В практику проектирования широко вошли ЭВМ и САПР, появилось много международных и национальных стандартов и рекомендаций, в том числе обязательная для общего употребления Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Все это сделало необходимым написание нового учебника, соответствующего современному состоянию и перспективам развития отечественного автостроения. Задачу выполнили преподаватели Московского автомобилестроительного института — ведущего вуза в данной области.

Учебник включает 13 глав, охватывающих все программные вопросы дисциплины «Конструирование и расчет автомобиля».

В главе 1 изложены основы проектирования автомобиля: рассмотрены стадии и этапы проектирования, процесс разработки общей компоновки. При этом впервые в учебной практике использованы двухмерные шаблоны фигуры человека трех уровней репрезентативности.

Глава 2 посвящена наиболее сложному вопросу — выбору нагрузочного и расчетного режимов. В ней приведены методы определения максимальных нагрузок в трансмиссии на переходных режимах, а в ходовой части — от воздействия неровностей дороги со случаем микропрофилем. Даны основы расчета крутильных и вынужденных колебаний в трансмиссии при случаемом воздействии от дороги, методика расчета на статическую прочность и на сопротивление усталости, в том числе и с использованием вероятностных методов.

В главах 3—6 рассмотрены методы расчета и выбора конструктивных параметров механизмов трансмиссии.

Так, в главе 3 кроме традиционных методов расчета сцеплений приведены расчеты и конструктивные схемы гасителей крутильных колебаний, а также графоаналитический метод исследования рабочего процесса сцепления, который дает возможность проводить расчеты с реальными значениями моментов двигателей, сцепления и сопротивления движению автомобиля.

Для коробок передач (глава 4) и главных передач (глава 7) применены методы расчета зубчатых передач и подшипников в соответствии с ГОСТ 21354—75. Большое внимание уделено выбору компоновочных схем, позволяющих найти пути получения компактных, надежных, неметаллических и экономичных конструкций. Освещены вопросы применения передних дифференциалов и задних дополнительных редукторов. Введен раздел планетарных передач, дана методика определения сил и моментов, действующих на моменты планетарного ряда, а также КПД. Показаны расчеты дифференциалов и привода к ведущим колесам.

По бесступенчатым передачам помимо обычно излагаемых в курсах вопросов даны схема двухпоточной гидромеханической передачи и порядок расчета ее безразмерной характеристики. Рассмотрены возможности саморегулируемых и несаморегулируемых передач. В частности, показаны принципы работы и регулирования несаморегулируемых передач: объемной гидропередачи, фрикционной клиновременной передачи с устройством автоматического управления. Заслуживает упоминания приведенная в учебнике схема идеального автоматического регулирующего устройства.

Помимо расчета критической частоты вращения карданных валов на жестких опорах и карданных шарниров с крестовиной (глава 6) дана методика расчета карданных валов с эластичными опорами, карданной передачи с промежуточной упругой опорой и карданных шарниров равных угловых скоро-

стей. Предлагаемые методы расчета подтверждены экспериментальными исследованиями.

Главы 8—10 посвящены конструированию и расчету ходовой части автомобиля. При рассмотрении ведущего и управляемого мостов приведены формулы и зависимости для предварительного выбора их определяющих размеров; дан метод расчета напряжений в балках и деталях управляемого моста, эквивалентной статической нагрузки опорных подшипников поворотного кулака, а также метод расчета напряжений сжатия в литой балке с запрессованными усиливающими трубами.

Методически интересно изложены вопросы колебаний и плавности хода автомобиля (глава 9). Рассмотрены упругие характеристики подвески с пневматическими и гидропневматическими упругими элементами, рычажно-телескопические и балансирные направляющие устройства, противоклевковая подвеска; приведена методика определения коэффициентов сопротивления в амортизаторе.

В главе 10 заслуживает внимания методика расчета долговечности подшипников ступиц колес, а также формула для примерной оценки момента инерции дискового колеса в сборке сшиной.

В главах 11 и 12 рассмотрены механизмы управления автомобилем, в том числе приведены новые материалы по рулевому управлению повышенной безопасности, определению центра качания колес на упругом элементе — рессоре, диаметра силового цилиндра; даны методы расчета тормозных механизмов с учетом неравномерности распределения давления по длине колодки (в дополнение к традиционным методам расчетов большое внимание уделено регуляторам тормозных сил лучевого типа и с коррекцией начала регулирования рабочим процессом противоблокировочных систем).

В главе 13 рассмотрена несущая система автомобиля. В частности, показана роль рамы и кузова в общей жесткости несущей системы, приведены схемы рам и задачи их расчета, схемы кузовов легковых автомобилей, изложены проблемы вибраций и шума. Показаны методы расчета нагрузок, действующих на несущую систему со стороны колес на ровной дороге и при подъеме одного из колес неровностью дороги, а также упрощенный метод определения силовых факторов в статически неопределенной системе рамы при кососимметричном нагружении.

К сожалению, в учебнике очень лаконично изложены методы расчета несущих систем. Недостаточно внимания уделено расчету силовых факторов в элементах, деформаций рам и кузовов и действующих в них напряжений, выбору типа и параметров шин и системы регулирования давления воздуха, расчету тормозного пневмопривода. Проблеме вибраций и шума в автомобиле следовало бы посвятить не параграф, а отдельную главу (разумеется, не за счет сокращения объема других глав).

Встречаются в учебнике и опечатки. Так, на стр. 138 допущена ошибка в объяснении свойств непрозрачного гидротрансформатора; на рис. 72 отсутствуют числа лопастей и углов наклона входных и выходных кромок колес гидротрансформатора.

Как в тексте, так и формулах (стр. 66, 104, 170, 227) встречаются редакционные и типографские опечатки. Но в целом учебник удался. По своему содержанию он полностью соответствует утвержденной Минвузом СССР программе, приведенные в нем выводы и методики расчетов носят инженерный характер, облечены в удобную для пользования форму и отвечают современному состоянию науки об автомобиле. Примеры изготовления конструкций выбраны удачно — из числа наиболее современных исполнений. Материал изложен ясно, скжато.

Помимо использования учебника по прямому назначению — для студентов и преподавателей автомобильных вузов и факультетов, он может быть применен и при практическом проектировании автомобиля.

Д-р техн. наук Я. С. АГЕЙКИН

**Степанов А. П. Конструирование и расчет плавающих машин.** М.: Машиностроение, 1983, 196 с.

**В**О ИСПОЛНЕНИЕ решений XXVI съезда КПСС автомобильная промышленность разрабатывает и организует серийный выпуск автомобилей и автопоездов высокой проходимости для сельского хозяйства, лесной промышленности и других отраслей. Немаловажное место среди АТС, предназначенных для перевозки грузов по бездорожью, занимают плавающие машины, сочетающие высокую проходимость с возможностью длительной работы на воде. Поэтому издательство «Машиностроение» сделало важный шаг, выпустив книгу, посвященную именно этим машинам.

В книге наряду с общими вопросами конструирования рассматриваются и специфические для плавающих машин вопросы — такие, как плавучесть, устойчивость, непотопляемость, ходкость, управляемость, способность преодолевать водные участки.

В первой главе автор дает несколько классификаций плавающих машин по их конструктивным признакам. Такой подход правомерен — набор классификаций может послужить основой для ретроспективного и прогностического анализа конструкций этих машин. Однако приведенная в виде схемы и изложенная в тексте последовательность процесса проектирования была бы более наглядной, если бы были показаны обратные связи, определяющие процесс функционирования таких схем на практике.

Плавающие машины имеют весьма специфические компоновки, поэтому сформулированные автором определения и анализ основных компоновочных схем, а также впервые созданный ряд относительных критериев и показателей для оценки эффективности таких машин представляют большой интерес. Хотелось бы пожелать автору при последующих переизданиях книги привести в этом разделе таблицы с ориентировочными величинами показателей существующих и перспективных машин.

Проблемы обеспечения плавучести машин даны с использованием материала теории судов, четко и лаконично, что очень важно для конструкторов отрасли.

Автор рассматривает также проблемы остойчивости машин, приводит исходные материалы для расчетов при их малых и больших наклонениях. Завершается глава описанием диаграмм остойчивости. Но место, отведенное для табл. I, в которой даются величины моментов инерции простейших геометрических фигур, лучше было бы использовать для освещения специфических вопросов, так как такая информация есть в любом инженерном справочнике.

Большой теоретический и практический интерес представляют вопросы, которым посвящена четвертая глава, где наряду с математическим анализом факторов, обеспечивающих непотопляемость, приводятся технические характеристики конструкций основных устройств, обеспечивающих непотопляемость, и графические данные по ним. Эти материалы будут, несомненно, полезны большому числу инженеров-конструкторов.

Еще более интересна и полезна в этом отношении пятая глава, раскрывающая проблему ходкости плавающих машин, конструкции и расчета их движителей. Автор сделал правильно, уделив этим вопросам почти четверть объема книги: читатель-конструктор найдет здесь все необходимое для своей работы, тем более, что в информации автора отражен богатый личный опыт (автор много лет отдал конструированию и испытаниям плавающих машин).

В главе «Управляемость» кроме схем, используемых в отечественной и зарубежной практике создания движительно-рулевых комплексов, их анализа показаны особенности циркуляции плавающих машин, силы и моменты, действующие на них в этом режиме. Читатель найдет здесь объяснение многим «непонятным» явлениям, наблюдающимся при испытаниях и эксплуатации плавающих машин.

Последняя глава, посвященная анализу проходимости плавающих машин, рассматривается со строгих математических позиций. Но вместе с тем некоторые доказательства на языке математических формул имеют объем до трех страниц. Видимо, для конструктора, работающего в заводском КБ, было бы удобнее, если бы эти элементы расчетов были изложены в виде программы для любой ЭВМ на соответствующем языке программирования. При анализе схем трансмиссий плавающих машин (стр. 182—183, рис. 85) используются методы и терминология силового потока, но, к сожалению, ни в тексте, ни в перечне литературы нет ссылки на труды, в которых эта теория изложена более подробно и откуда читатель может почерпнуть полезную информацию.

Плавающие машины все шире применяются при освоении болотистой низменности Западной Сибири, тундровых районов Севера. Поэтому в рецензируемой книге хотелось бы видеть вопросы, связанные с движением таких машин по снегам и льдам, т. е. с тем, с чем чаще всего приходится встречаться на практике.

Есть у книги и еще один недостаток, не относящийся к ее содержанию: большой интерес к проблемам плавучести наземных машин проявляют очень много людей, а вышла она малым тиражом, поэтому сразу же стала библиографической редкостью. Видимо, книгу нужно переиздать в расчете на массового читателя, работающего в районах Сибири и Крайнего Севера. Неплохо было бы при этом дополнить ее разделами, позволяющими оценить не только конструкторские, но и потребительские — транспортные показатели плавающих машин.

**Канд. техн. наук И. А. БЕСКИН**

#### УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

Московский магазин № 8 «Техника» предлагает многокрасочные плакаты издавательства «Машиностроение».

**Пятков К. Б., Новокшонов К. В.** Схемы электрооборудования и смазки автомобиля ВАЗ-2103. 1983. — 1 л. — 30×45 см. — 49 к.; то же — для автомобилей ВАЗ-2105 и ВАЗ-2121.

Очень удобная для пользования схема электрооборудования выполнена с учетом действительных цветов проводов. Это позволяет проследить последовательность монтажа электропроводки при изучении автомобиля и устранении неисправностей в системе электрооборудования. В спецификации указаны названия всех приборов и элементов схемы. Точки смазки автомобиля показаны на фоне его условной схемы. В таблице даны указания о периодичности смазки и смазочных материалах.

Адрес магазина: 103031, г. Москва, ул. Петровка, 15. Отдел «Книга — почтой» магазина высыпает плакаты наложенным платежом.

Художественный редактор А. С. Вершинкин

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор О. Е. Мишина

Сдано в набор 09.12.85.  
Печать высокая

Подписано в печать 07.02.86.  
Усл. печ. л. 5,0  
Усл. кр.-отт. 6,0

T-04867  
Уч.-изд. л. 8,17.

Формат 60×90/16  
Тираж 12010 экз.  
Зак. 546.

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Салникова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427  
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18



## Услуги сберегательных касс

Сберегательные кассы предоставляют гражданам возможность надежно, выгодно и удобно хранить свои сбережения, совершать расчетно-кассовые операции и выполнять широкий круг других услуг.

### Сберегательные кассы

принимают наличные деньги во вклады и выдают их по первому требованию вкладчиков. Получить вклад можно как в сберегательной кассе, в которую он был внесен, так и в центральной сберегательной кассе. По сберегательной книжке, выданной сберегательной кассой данного района, в ряде республик и областей вкладчик может получить часть своего вклада до востребования, выигрышного и денежно-вещевого выигрышного — в другой кассе этого же района. Пополнить вклад можно в любой сберегательной кассе;

зачисляют на счета по вкладам перечисляемые предприятиями и организациями суммы из причитающихся трудящимся денежных доходов;

переводят вклады из одних сберегательных касс в другие;

производят (по поручениям вкладчиков) безналичные расчеты по платежам за квартиру, коммунальные и другие услуги;

продают и покупают облигации Государственного внутреннего выигрышного займа 1982 г.;

принимают на хранение облигации государственных займов;

выплачивают выигрыши по облигациям государственных займов и лотерейным билетам;

принимают от населения добровольные взносы в Советский фонд мира, на сооружение в Москве памятника Победы в Великой Отечественной войне 1941—1945 гг.;

выдают и оплачивают аккредитивы;

выдают расчетные чеки на сумму от 200 до 10000 руб. для расчетов населения с предприятиями государственной и кооперативной торговли за промышленные товары, стандартные дома, реализуемые лесоторговыми базами, а также за услуги, оказываемые предприятиями бытового обслуживания и общественного питания по предварительным заказам;

выполняют ряд других операций.

ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР

# БЫСТРЫЙ ПУСК

## Аэрозольное пусковое приспособление

обеспечивает быстрый пуск новых, особенно изношенных, дизелей и карбюраторных двигателей тракторов, строительно-дорожных машин, автомобилей, а также пусковых карбюраторных и лодочных двигателей без предпускового подогрева при температурах до 243 К ( $-30^{\circ}\text{C}$ );

сокращает продолжительность разогрева двигателей предпусковыми подогревателями при температурах до 223 К ( $-50^{\circ}\text{C}$ );

увеличивает сроки службы аккумуляторных батарей и электростартеров;

снижает простоя техники;

улучшает условия труда водителей.

Аэрозольное пусковое приспособление устанавливается в моторном отсеке машины, управляется из кабины водителя, привод — электромагнитный, типа 17.3741.

Один аэрозольный баллон может обеспечить 8—10 пусков двигателя при температуре 243 К ( $-30^{\circ}\text{C}$ ).

Масса приспособления с деталями крепления баллона — не более 1 кг. Потребляемая мощность — не более 150 Вт.

При эксплуатации машины в теплое время года аэрозольный баллон снимается, а механизм крепления складывается.

Имеется техническая документация на конструкцию и состав пусковой жидкости.



The aerosol starting aid ensures:

quick start of new and especially worn-out diesel and carburetor engines of tractors, road-building machines, cars, as well as starting carburetor and boat engines without prestart heating at temperatures down to  $-30^{\circ}\text{C}$ ;

shorter engine warming-up with prestart heater at temperatures down to  $-50^{\circ}\text{C}$ ;

increased life of accumulator batteries and electric starters;

less vehicle downtime and better conditions of work.

The aerosol starting aid is installed in the vehicle's engine compartment and controlled from the operator's cabin.

Drive of the type 17.3741 aid is electromagnetic.

One aerosol cylinder ensures 8—10 engine starts at  $-30^{\circ}\text{C}$ .

Aid's weight with cylinder fasteners is 1 kg, max.

Power consumption is 150 W, max.

In summer the aerosol cylinder is removed and fastening device is folded up.

Technical documentation on the aid's design and composition of the starting liquid is available.

For technical information apply: Verkhnaya st. 34, Moscow 125040.

## Aerosol starting aid

## QUICK START

*По техническим вопросам обращаться по адресу:  
125040, Москва, ул. Верхняя, 34.*

Вологодская областная универсальная научная библиотека  
[www.booksite.ru](http://www.booksite.ru)