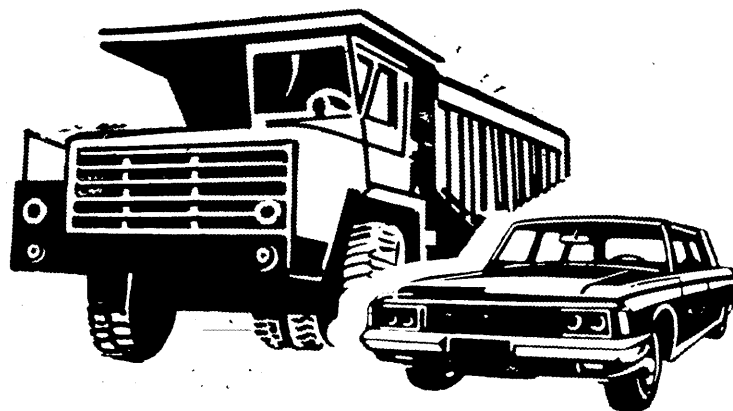


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1983

6



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- А. И. Клевлин, А. Г. Зибарев, А. П. Волошин — Пути обеспечения легковых автомобилей запасными частями 1
Г. П. Потапов — Совершенствование работы железнодорожного транспорта на предприятии 3

ДВИГАТЕЛИ

- В. В. Маркеев — Давление топливоподачи и стабильность работы автомобильного бензонасоса 4
М. А. Григорьев, Г. А. Бабкин, Н. В. Венедиктов — Повышение надежности и эффективности работы агрегатов системы смазки в режимах пуска и прогрева двигателя 7
В. П. Бельтюков, Б. А. Киселев — Определение коэффициента расхода дроссельных заслонок ДВС 9

АВТОМОБИЛИ

- В. В. Осепчугов, А. В. Чанков — Сравнительная оценка компоновочных схем городских автобусов большой вместимости 11
В. Н. Белокуров — Снижение нагруженности несущей системы грузового автомобиля путем оптимизации соотношения угловых жесткостей рамы и подвески 13
А. Б. Гредескул, Р. А. Меламуд, В. Я. Кушов, В. К. Доля — Термонагруженность вентилируемых тормозных дисков 16
Г. С. Гудз, П. И. Еременко, М. В. Глобчак — Тепловой расчет тормозных механизмов автомобильных прицепов 17
А. С. Федосов — Динамические характеристики тормозных механизмов легковых автомобилей с АБС 19
А. А. Ревин, П. Н. Мартинсон — Тормозные свойства трехосного автомобиля с АБС 20
Л. В. Гуревич, А. В. Кавтырев — Результаты опытной эксплуатации антиблокировочной тормозной системы на пожарных автомобилях-цистернах 22
Н. К. Дьячков, Н. Н. Вишняков — Особенности работы адсорбирующих влагоотделителей в тормозном приводе автомобилей 23
Н. А. Булгаков, А. Н. Туренко, В. И. Клименко, В. В. Таболин, И. Ф. Бобровник — Выбор объема ресиверов тормозного привода 25
О. Б. Ковалева, О. И. Ткаченко — К расчету «шимми» модельного колеса 26

ТЕХНОЛОГИЯ И МАТЕРИАЛЫ

- Э. И. Бутаев, С. Я. Лушников — Закалка ТВЧ заготовок гильз цилиндров и образование закалочных трещин 27
Е. В. Носкова, Л. А. Солнцев, Н. М. Журавлев — Повышение износостойкости тормозных дисков легковых автомобилей 28
В. С. Малкин, Ю. С. Бугаков — Ускоренные испытания герметичности уплотнения подшипников карданных шарниров 29
Ю. Н. Сергеев, О. А. Ганаго, С. М. Федоров, В. А. Булгаков, Н. А. Шестаков, Е. С. Швецова, М. В. Тараторина, В. Е. Палкин — Штамповка деталей автомобилей из непрерывнолитых заготовок 30
А. С. Угянскис, Т. Г. Клубина, Е. П. Клубин — О применении станка типа АМР-2 для балансировки колес отечественных легковых автомобилей 31

ИНФОРМАЦИЯ

- НА ВДНХ СССР
В. Б. Паутова — Они награждены медалями ВДНХ 32
Станки и оборудование для нужд отрасли
В. Ф. Ржевский, А. З. Бродский — Комплексы, станки, линии 34
Н. В. Коробка — Установка для мойки внутренних полостей деталей 35
Отрасль — для Продовольственной программы СССР
М. Б. Андреев — Автотранспортные средства, выпускаемые для сельского хозяйства 36
Новости отечественного автомобилестроения
Б. А. Яхин, М. Ким-Даров, А. И. Шаталина — Конические роликоподшипники повышенной точности и жесткости 38
Автомобилестроение за рубежом
М. В. Тверитнев — Перспективные виды топлива для автомобилей 39

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- Рефераты депонированных статей 40

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, В. Н. Филимонов (зам. гл. редактора), Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

6

ИЮНЬ

1983

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Москва, «Машиностроение»



УДК 629.114.6.01-772.2:656.13.065.2

Пути обеспечения легковых автомобилей запасными частями

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук А. И. КЛЕВЛИН, А. Г. ЗИБАРЕВ, А. П. ВОЛОШИН

Волжское объединение по производству легковых автомобилей

Н ЕСМОТРЯ на значительные усилия автомобильной промышленности, проблема обеспечения запасными частями парка автомобилей личного пользования пока продолжает оставаться сложной. В подтверждение можно сослаться на такие факты, как рост числа наименований дефицитных позиций запасных частей и сверхнормативных их запасов у потребителей.

Такому положению во многом способствует существующая система обеспечения легковых автомобилей запасными частями. Достаточно сказать, что в ней задействовано более трехсот заводов различного подчинения, сеть предприятий автосервиса и розничной торговли. Поэтому настала, видимо, пора определить ее оптимальные границы и организационные формы, искать рациональные пути ее развития и совершенствования.

Несмотря на организационную сложность системы обеспечения автомобилей запасными частями, в ней явно просматриваются две основные организационные формы — децентрализованная и централизованная. Видны и факторы, определяющие ее организационную структуру. Это структура мощностей и число заводов-поставщиков, номенклатура и объемы поставок запасных частей потребителям; число точек потребления (география поставок) и частота поставок запасных частей предприятиям автосервиса и в розничную торговлю.

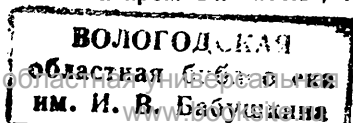
Децентрализованная структура применяется в основном при обеспечении предприятий Союзавтотехобслуживания и розничной торговли; централизованная — в заводских (фирменных) системах обеспечения автомобилей запасными частями. В первом случае автозаводы и заводы-изготовители запасных частей поставляют их республиканским (межобластным) специализированным базам, а последние — потребителям (через предприятия автосервиса или розничную торговлю); во втором — место баз занимают центры запасных частей автозаводов.

Проблемы децентрализованной системы хорошо известны: невозможность централизованного планирования по всем видам изделий, что приводит к параллелизму и дублированию

при определении потребности и распределении запасных частей между потребителями; отсутствие единой системы учета движений запасных частей, разрыв между производителями и потребителями (нет прямой и обратной связей), что не позволяет эффективно управлять процессами производства и обеспечения. В частности, заводам-поставщикам приходится отгружать свою продукцию в большое число точек, причем отправлять сравнительно небольшими партиями, а организациям Союзавтотехобслуживания и розничной торговли — взаимодействовать с большим числом поставщиков. И еще одно: при децентрализованной системе недостаточно четко определены взаимоотношения предприятий, изготовляющих запасные части, и планово-регулирующих органов — как при формировании планов, так и в процессе доведения плановых заданий до исполнителей. Например, планирующие органы не несут правовой ответственности за качество планов, ошибки и нарушения прав предприятий в области планирования, а предприятия не имеют необходимых правовых гарантий.

Централизованные системы (примером может служить система, применяемая на ВАЗе) не имеют большей части перечисленных недостатков. Однако эффективность их функционирования в значительной степени определяется разветвленностью и пропускной способностью товаропроводящей сети запасных частей, так как большая часть запасов в этом случае концентрируется в одной точке (на центральном складе), что исключает необходимое их накопление непосредственно у потребителей. Кроме того, централизованные системы чувствительны ко всякого рода диспропорциям. Например, даже временный дефицит металла, некоторых материалов, а также рабочей силы, отставание темпов развития мощностей по производству запасных частей и т. д. сразу же сказываются на качестве функционирования системы.

Централизованные системы предполагают наличие в них обратной связи, т. е. связи между производством запасных частей и парком автомобилей. Связь должна реализовываться на закономерностях старения парка, информации об усло-



виях и интенсивности его эксплуатации в различных районах страны. К сожалению, законченной методологии построения такой связи пока нет. Из-за этого усложняется поиск путей развития и совершенствования централизованной системы обеспечения запасными частями, а также организации управления сетями складов, входящими в ее состав.

Из сказанного становится понятным, почему централизованные системы развиваются в какой-то мере стихийно, на основе традиций и имеющихся в этой области возможностей.

Названные обстоятельства, а также наличие определенных проблем, связанных с регулированием производственных мощностей при массовом характере производства запасных частей, существенным образом снижают эффективность централизованных систем, зачастую ставят их на один уровень с децентрализованными.

Всякая система обеспечения запасными частями предназначена для того, чтобы их производство и потребление было синхронно и чтобы они своевременно поступали к территориально разобщенным потребителям. В связи с этим особое значение приобретают не только методы регулирования производства запасных частей, но и методы определения их потребности, управление потребностью, распределением и поставками потребителям.

В отечественной практике в основу определения потребности в запасных частях и планирования их производства положены нормы расхода. При децентрализованной системе обеспечения они разрабатываются НАМИ, а при централизованной — соответствующими службами автозавода. При этом учитываются: среднегодовой в целом по стране пробег автомобилей; статистика расхода запасных частей по каждой позиции; выход из строя отдельных элементов автомобилей по причине аварийности; надежность автомобилей; расход, связанный с использованием запасных частей не по назначению; выход из строя деталей в процессе ремонта, хранения и транспортирования. Суммарная потребность, а значит, и необходимый объем производства, определяются как произведение нормы расхода на количество автомобилей данной модели (с учетом роста их числа за планируемый период) плюс страховой запас запасных частей и минус остатки их на складах различного уровня.

Распределение запасных частей идет по двум направлениям: дефицитные распределяются пропорционально числу обслуживаемых автомобилей; так называемые недефицитные — в соответствии с планом услуг по техническому обслуживанию и ремонту, а также с планом розничного товарооборота.

Такое среднестатистическое определение норм расхода, производства и распределения запасных частей, естественно, не может быть точным. Например, среднегодовой пробег автомобилей принимается одинаковым для всех районов страны, не зависящим от возраста автомобилей, хотя это далеко не так. То же самое можно сказать и в отношении взаимосвязи между выходом из строя элементов автомобилей, числом и видами их аварий по районам страны. Нет пока и практических решений, позволяющих получать информацию о действительных размерах парка автомобилей личного пользования по районам страны, с учетом распространения по моделям, возрасту, а также с учетом миграции и срока службы до утилизации. Особо следует подчеркнуть то, что нет обоснованных

нормативов, установленных в законодательном порядке, на срок службы автомобилей личного пользования. А ведь известно, что за пределами рационального срока службы автомобилей потребность в запасных частях значительно превышает нормативные показатели. Это ведет к стихийному росту потребности в запасных частях, неоправданно высокому их расходу. Если учесть, что высокий спрос населения на транспорт личного пользования привел к тому, что срок службы автомобилей стали искусственно увеличивать путем переборудования, то фактический рост расхода запасных частей окажется еще значительнее.

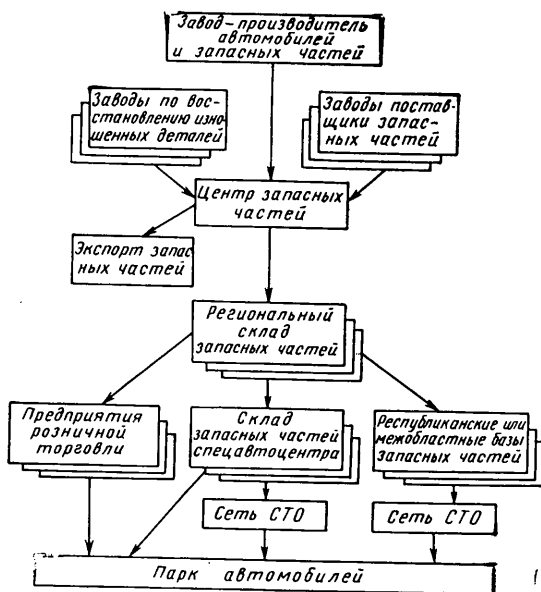
Существующая практика определения потребности, планирования выпуска, распределения и поставки запасных частей не всегда позволяет предприятиям автосервиса и розничной торговли уложиться в норматив оборотных средств, поэтому они стремятся получить запасные части только на покрытие плана услуг и плана розничного товарооборота, при этом предпочтение отдается коммерчески выгодным запасным частям, без учета фактической потребности парка автомобилей.

Напрашивается вывод: чтобы обеспечить в основном достаточную эффективность системы обеспечения запасными частями, нужно потребность в них определять в соответствии с фактическим парком автомобилей; своевременно развивать мощности по производству запасных частей; распределять запасные части по потребителям в соответствии с потребностью парка по районам эксплуатации; своевременно доставлять запасные части территориально разобщенным потребителям; сокращать объемы запасов запасных частей в системе без снижения надежности ее функционирования. Все это следует делать комплексно. К числу наиболее важных, относящихся к этому комплексу путей совершенствования системы обеспечения запасными частями, должны быть также отнесены: совершенствование организационной структуры и внедрение прогрессивных методов управления с целью снижения трудоемкости управленческого труда, повышения оперативности, достоверности и объективности управляющих воздействий на систему; развития товаропроводящей сети запасных частей с целью устранения противоречий между случайным спросом и плановым их производством посредством накопления обоснованной величины запасов; развитие и адаптивное регулирование мощностей по производству запасных частей; регулирование потребности в запасных частях парка автомобилей в эксплуатации за счет совершенствования конструкции автомобиля, оптимизации надежности его отдельных элементов, повышения достоверности методов определения потребности в запасных частях.

Одними из вариантов организационной структуры обеспечения запасными частями, учитывающей перечисленное выше, могут быть действующие централизованные системы обеспечения запасными частями ведущих автозаводов (ВАЗ, АЗЛК, ЗАЗ), в состав товаропроводящей сети которых необходимо ввести еще один уровень — сеть региональных складов. Подобная практика осуществляется в Союзавтотехобслуживании, где роль региональных складов выполняют республиканские специализированные базы снабжения запасными частями. На начальных этапах реализации этой организационной структуры можно использовать единую сеть региональных складов запасных частей коллективного пользования. Однако затем, по мере роста объемов, номенклатуры и частоты поставок запасных частей, каждое объединение должно иметь свою четырехуровневую (см. рисунок) сеть складов. В качестве управляющей связи в такой системе предполагается информация о динамике технической и коммерческой потребности парка автомобилей личного пользования в запасных частях.

Система должна включать четыре основные подсистемы: производство запасных частей; товаропроводящую сеть; территориально разобщенные объекты реализации запасных частей; управляющий орган, входящий в состав автомобильного производства. В связи с тем, что целями функционирования системы являются своевременное и наиболее полное обеспечение автомобилей всей номенклатурой запасных частей при минимальных затратах всех видов ресурсов, то ее можно рассматривать как систему регулирования, предназначенную для приведения в соответствие во времени производства и потребления при минимуме затрат. Отсюда необходимость тесного взаимодействия подсистем.

Подсистема «Производство запасных частей» включает в себя завод-производитель автомобилей, изготовляющий часть номенклатуры запасных частей и устанавливающий номенклатуру и технологию их изготовления, нормативы по их надежности и качеству; заводы-поставщики, производящие ряд изделий в запасные части; мощности по восстановлению изношенных элементов автомобилей. Включение в подсистему мощностей по восстановлению деталей объясняется тем, что большинство изношенных элементов содер-



жит в себе стоимость (годность) от 3 до 80% стоимости (годности) новой детали, поэтому утилизировать такие детали в условиях дефицита электроэнергии и металла нерационально.

Главным элементом товаропроводящей сети является сеть складов различной мощности и назначения, призванная осуществлять регулирование отношений между случайным спросом и плановым производством запасных частей посредством накопления некоторых запасов. Эффективность функционирования сети характеризуется размером «замороженных средств» и определяет уровень удовлетворения потребности в запасных частях. В свою очередь, эти параметры зависят от организационной структуры сети (децентрализованной, централизованной, иерархической, смешанной), принятой стратегии обеспечения, колебаний потребности, объемов и номенклатуры перерабатываемых запасных частей.

Элементами подсистемы реализации являются сети предприятий автосервиса и розничной торговли. При этом потребителями запасных частей являются автомобиль и его владелец, стремящийся создать некоторый их запас. Величина запаса находится в прямой зависимости от спроса на запасные части по времени и номенклатуре. В функции подсистемы, кроме того, входит определение технической, т. е. технически обоснованной, минимально необходимой для поддержания в исправном состоянии парка автомоби-

лей в пределах заданного срока службы, и коммерческой, т. е. функции спроса потребителей, потребности в запасных частях, а также сбор у владельцев изношенных деталей автомобилей (при наличии в системе мощностей по их восстановлению).

Управляющий орган системы призван осуществлять планирование развития производства запасных частей и товаропроводящей сети запасных частей в соответствии с потребностью в них парка автомобилей, а также устанавливать объемы сбора и восстановления изношенных деталей, определять стратегию обеспечения запасными частями потребителей. На него же возлагаются функции по обеспечению эффективности системы в целом, а именно: экономическая проработка конструкции автомобиля с целью установления оптимальных значений показателей надежности его отдельных элементов; установление на этой базе номенклатуры и нормативов расхода запасных частей; сбор информации об условиях эксплуатации парка автомобилей; определение и регулирование его потребности в запасных частях; контроль и корректировка запасов в товаропроводящей сети; совершенствование организации управления системой.

Таковыми, если основываться на накопленном к настоящему времени опыте, должны быть система обеспечения запасными частями автомобилей индивидуальных владельцев и функции ее подсистем.

УДК 658.286.2:625.1

Совершенствование работы железнодорожного транспорта на предприятии

Канд. экон. наук Г. П. ПОТАПОВ

Производственное объединение «Автодизель»

В РЕШЕНИЯХ XXVI съезда КПСС одной из важнейших народнохозяйственных проблем названа необходимость постоянного совершенствования организации транспортных перевозок, снижения транспортных издержек. Указан и путь ее решения — рациональное размещение производительных сил, разработка оптимальных схем грузопотоков, исключение встречных перевозок. Этот путь в объединении «Автодизель» реализуется за счет совершенствования транспортно-складской технологии, механизации погрузо-разгрузочных работ.

Годовой грузооборот объединения составляет около 5 млн. т. Заводы получают сырьевые материалы и комплектующие изделия почти от 500 предприятий страны, а готовая продукция отправляется в 2500 адресов. Например, только на Ярославском моторном заводе в сутки обрабатываются 120 железнодорожных вагонов с различными грузами, в том числе выгружаются 36 и загружаются 35 вагонов. Большие объемы работ (около 230 тыс. т в год) выполняются вагонами местного парка по обеспечению технологических перевозок грузов.

Для выполнения маневровых, приемо-сдаточных, коммерческих и погрузо-разгрузочных операций на заводе создан железнодорожный цех. В основу его деятельности заложен одобренный ЦК КПСС опыт транспортников Челябинской и Львовской областей по эффективному использованию вагонов, обеспечению их сохранности, предусматривающий четкое взаимодействие со станцией, отделением и управлением железной дороги. Важным мероприятием, способствующим упорядочению системы грузопотоков, стало внедрение единого тех-

нологического процесса работы завода и узловых железнодорожных станций. Для оперативного планирования подъездной и грузовой работы здесь организован информационный центр, куда поступает предварительная информация о поездах и грузах со стыковых станций отделения дороги и сортировочных станций соседних отделений. Точная информация, содержащая данные о количестве и типах вагонов, наименовании груза и грузоотправителя, за час до прибытия поезда передается отсюда на станцию примыкания по телетайпу. На основании расшифрованных телетайп-натурок и плана маневровой работы информатор станции примыкания сообщает диспетчеру железнодорожного цеха завода сведения о роде груза и грузоотправителях на всю партию назначенных к передаче вагонов. Диспетчер регистрирует информацию и передает ее начальнику смены железнодорожного цеха и другим цехам — для подготовки фронта погрузки или выгрузки. Информацию о погрузке готовой продукции товарному кассиру станции передает дежурный управления сбыта завода после сдачи вагонов приемосдатчику станции.

Начальник станции примыкания и начальник железнодорожного цеха завода составляют оперативный план работы станции и подъездного пути на сутки и на смены. План обеспечивает выполнение плана производства, перевозок, графика движения и формирования поездов, равномерную работу станции и подъездного пути в течение суток и смены, выполнение норм простоя вагонов.

Сменный план работы подъездного пути завода содержит задание на погрузку с указанием количества вагонов по родам грузов и назначениям,

сроки подачи и выводки вагонов с фронтов погрузки, предусматривает все возможности по использованию вагонов под двоянные операции.

Для осуществления оперативного и диспетчерского руководства работой подъездного пути начальник смены железнодорожного цеха ведет непрерывный номерной учет наличия и расположения вагонов, находящихся на путях завода.

На станции состав обрабатывается. При этом вагоны, прибывшие в адрес завода, подбираются отдельной группой. Подача вагонов со станции на пути завода и их уборка с приемосдаточных путей до станции осуществляется локомотивами станции, а расформирование состава по фронтам погрузки и выгрузки — локомотивами завода. Подвижной состав подается на завод без ограничения, по мере его поступления на станцию примыкания. На ответственный простой зачисляются по восемь груженых и пять порожних вагонов с интервалом 3 ч. Вагоны с простоя снимаются в момент выставления их на сдаточный путь завода и завершения приемосдаточных операций, но не позднее 30 мин с момента предъявления.

Ответственность за организацию работы станции примыкания по единому технологическому процессу возложена на ее начальника, а на подъездных путях завода — начальника железнодорожного цеха. Один раз в месяц проходит объединенный технический совет, в работе которого участвуют представители станции и завода. На совете подводятся итоги работы, проверяется выполнение ранее принятых взаимных обязательств и намечаются новые.

Внедрение единого технологического процесса работы железнодорожной

станции и подъездного пути завода позволило снизить простой каждого вагона на 6,5 ч, уменьшить штрафы за сверхнормативный простой и получить экономию более 76 тыс. руб.

Как уже упоминалось, одним из основных направлений работы объединения по более эффективному использованию железнодорожных вагонов является создание комплексно-механизированных складов и применение передовых методов погрузо-разгрузочных работ. С этой целью на ЯМЗ, например, введены в эксплуатацию два крытых механизированных прирельсовых склада площадью 2700 и 1520 м², механизированный склад емкостью 100 м³ для приема жидкого аммиака и два открытых прирельсовых склада общей площадью около 10 тыс. м², оборудованные козловыми кранами грузоподъемностью по 10 т. Все более широкое применение получают пакетные и контейнерные перевозки грузов: около 38% запасных частей сейчас отправляются в упакованном виде.

Большое внимание на ЯМЗ уделяется мероприятиям по развитию и поддержанию в исправном состоянии подъездных путей и транспортного хозяйства, строгому соблюдению требований по сохранности вагонов и их очистке. Так, ежегодному капитальному ремонту подвергаются 1,5—2,0 км железнодорожных путей; систематически ремонтиру-

ются подкрановые пути козловых кранов; с учетом требований, предъявляемых к готовой продукции нашего завода, и опыта Челябинских транспортников организован пункт подготовки, где вагоны подвергаются не только мойке, но и мелкому ремонту и т. д.

Большую роль в улучшении работы железнодорожного транспорта играет стимулирующая система оплаты труда сменных бригад железнодорожного цеха за лучшее использование вагонов. В ее основу положены количество сданных вагонов, выполнение плана грузовой работы и сокращение простоя вагонов.

Основными задачами дальнейшего развития механизации погрузо-разгрузочных работ на транспорте, как известно, являются переработка возрастающих грузопотоков без увеличения, а в некоторых случаях с уменьшением численности рабочих, занятых погрузо-разгрузочными работами, т. е. повышение производительности труда; увеличение коэффициента использования транспорта за счет более рациональных способов погрузки и размещения грузовых единиц на транспортном средстве; ускорение загрузки и разгрузки подвижного состава всех видов транспорта. Именно на их решение направлены меры, разработанные в объединении. Это организация бесперевалочной перевозки грузов за счет внедрения тары, поддонов и других средств

пакетирования; внедрение новых типов погрузо-разгрузочного оборудования, имеющего высокую производительность и обеспечивающего полную механизацию и возможность автоматизации грузозахватных работ; дальнейшее развитие комплексно-механизированных складов; поддержание в исправном состоянии транспортных средств и подъездных путей; совершенствование хозяйственных отношений со станцией; отделением и управлением железной дороги. Не малую роль здесь будет играть транспортный отдел, подчиненный непосредственно заместителю генерального директора по сбыту и транспорту.

От работы транспорта зависит ритмичная работа на рабочих местах, участках и в цехах, а следовательно, и ритмичность выпуска готовой продукции, ее качество. Поэтому совершенствование транспортного хозяйства и погрузо-разгрузочной техники, улучшение организации перевозок грузов рассматриваются в производственном объединении «Автодизель» как одна из ключевых проблем производственной деятельности. Ее успешному решению способствуют и будут способствовать изучение и внедрение опыта работы коллективов предприятий Львовской области по эффективному использованию вагонов, повышение взаимной заинтересованности и ответственности заводчан и железнодорожников.

ДВИГАТЕЛИ

УДК 621.43.031:621.43-44

Давление топливоподдачи и стабильность работы автомобильного бензонасоса

В. В. МАРКЕЕВ

Ленинградский карбюраторно-арматурный завод им. Куйбышева

ОДНОЙ из конструктивных особенностей автомобильного механического бензонасоса является то, что его такт нагнетания, обеспечивающий подачу топлива к карбюратору, осуществляется посредством перемещения узла диафрагмы центральной пружины. За счет этого создается избыточное давление — давление топливоподдачи.

Величина давления топливоподдачи зависит от расхода топлива двигателем: при закрытом топливном клапане поплавковой камеры карбюратора оно максимально (давление нулевой подачи), а по мере открытия клапана уменьшается.

Давление нулевой подачи для каждого типа и даже образца бензонасоса практически постоянно, и от его величины зависит рабочее давление (производительность) бензонасоса. Поэтому именно давление p_0 нулевой подачи целесообразно считать основным показателем, характеризующим бензонасос.

Величины давления нулевой подачи, принятые для бензонасосов отечественного производства приведены в табл. 1.

Диапазон допустимого изменения давления нулевой подачи для каждой

модели бензонасоса подбирается таким, чтобы исключить возможность переполнения поплавковой камеры карбюратора, т. е. чтобы p_0 было меньше запорного усилия поплавка.

Таковы физический смысл и количественные характеристики давления нулевой подачи. Но оно имеет практический интерес и как фактор, от которого зависит вероятность образования так называемых «паровых пробок» в топливной магистрали, т. е. надежность работы двигателя в условиях высоких температур окружающего воздуха. Особенно при использовании бензина с большим содержанием легких фракций.

Таблица 1

Бензонасосы		p_0 , кПа
Тип	Размерность	
Б7	70	30,0—36,6
2101	70	23,5—29,4
965	70	20,3—30,4
21-A2	80	23,3—30,0
Б9	90	23,3—30,0
Б10	100	23,3—30,0

Рассмотрим этот вопрос подробнее. На рис. 1 показана зависимость производительности бензонасоса размерности 100 от частоты вращения его приводного вала и давления нулевой

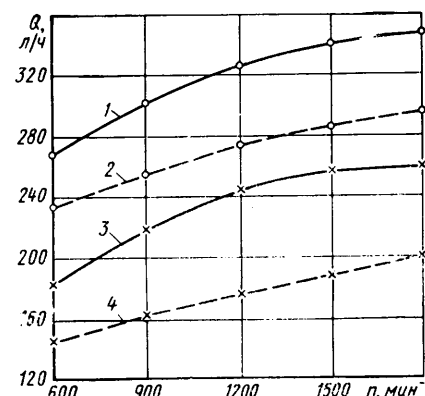


Рис. 1. Зависимость производительности бензонасоса от частоты вращения приводного вала и давления нулевой подачи (сплошные линии — $p_0=34$ кПа; штриховые — $p_0=25$ кПа)

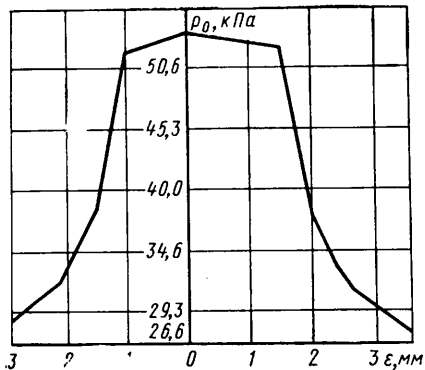


Рис. 2. Зависимость давления нулевой подачи от степени натяжения (монтажной вытяжки) диафрагмы

подачи при свободном сливе (кривые 1 и 2) и сливе с противодавлением 16 кПа (кривые 3 и 4), имитирующем работу бензонасоса с карбюратором. Из рисунка видно, что производительность бензонасосов на обоих режимах растет не только с увеличением частоты вращения приводного вала, но и давления нулевой подачи. Например, при $n=1800 \text{ мин}^{-1}$ и увеличении p_0 с 25 до 34 кПа разность составляет при свободном сливе 46 л/ч, т.е. 16%, а при сливе с противодавлением при тех же условиях — 50 л/ч, т.е. 25%.

Таким образом, повышение давления нулевой подачи особенно эффективно при работе бензонасоса с карбюратором, т.е. может служить средством снижения вероятности образования «паровых пробок» в топливной магистрали двигателя при его работе в условиях высоких температур окружающего воздуха. Именно этим, видимо, и объясняется тенденция к увеличению давления нулевой подачи, наблюдаемая в зарубежной практике. Например, нижний предел давления нулевой подачи некоторых моделей японских бензонасосов близок к верхнему пределу, принятому для серийных бензонасосов отечественного производства; в США нижний предел для многих моделей бензонасосов составляет 34—52 кПа, а верхний у большинства — 38—62 кПа.

Давление нулевой подачи повышается в основном за счет применения более жесткой центральной пружины. Однако на его стабильность в той или иной степени влияют и некоторые другие факторы: отклонение размеров деталей, определяющих положение диафрагмы относительно плоскости разреза корпуса бензонасоса; ход толкателя (точность подбора регулировочных прокладок); степень предварительной монтажной вытяжки диафрагмы и эксплуатационной усадки центральной пружины и т.д.

Особо следует остановиться на третьем из перечисленных факторов. Дело в том, что, как было выявлено в ходе конструкторского надзора, некоторые заводы-изготовители бензонасосов в случае, если давление нулевой подачи у собранного насоса окажется ниже предельно допустимого, «подгоняют» его к норме за счет уменьшения монтажной вытяжки диафрагмы.

Действительно, как видно из рис. 2, где показана зависимость давления нулевой подачи от степени предварительного натяжения диафрагмы насоса, изменение монтажной вытяжки диафрагмы влияет на величину p_0 (на рис. 2 Зак. 138

сунке знаками «+» и «-» обозначены перемещения диафрагмы вверх и вниз от плоскости разреза бензонасоса); уменьшение монтажной вытяжки диафрагмы способствует росту давления нулевой подачи, и его максимум соответствует вытяжке, равной нулю, т.е. случаю, когда диафрагма располагается в плоскости разреза бензонасоса. Близким к максимальному давление остается и при монтажной вытяжке, равной (-1 ÷ +1,5) мм. Однако бензонасос с такой регулировкой при работе в условиях обычных температур окружающего воздуха будет переполнять поплавковую камеру карбюратора и работа двигателя практически окажется невозможной. Дальнейшее увеличение вытяжки диафрагмы ведет к резкому снижению давления нулевой подачи.

Таким образом, за счет уменьшения монтажной вытяжки диафрагмы давление нулевой подачи увеличить можно. Однако было бы ошибочным предположить, что это обязательно даст большой выигрыш в производительности бензонасоса. Исследования показали: уменьшение монтажной вытяжки диафрагмы на производительности практически не сказывается. Например, при уменьшении натяжения диафрагмы с 3,0 до 1,0 мм давление нулевой подачи увеличивается в среднем на 80%, а производительность всего на 7%. При эксплуатации бензонасоса, имеющего незначительную величину монтажной вытяжки диафрагмы, кроме того, резко сокращается долговечность последней. Это и понятно: в такте всасывания диафрагма под действием рычага привода будет перемещаться только за счет растяжения частиц материала. Поэтому основным фактором, улучшающим работоспособность бензонасоса в высокотемпературных условиях, следует считать повышение давления нулевой подачи за счет центральной пружины (табл. 2).

Из таблицы следует, что уменьшение монтажной длины центральной пружины повышает как давление нулевой подачи, так и рабочее давление, т.е. производительность насоса. Причем сначала эта зависимость изменяется практически линейно (например, при сжатии пружины на 4 мм разница между давлениями составляет всего 2%). При дальнейшем уменьшении монтажной длины пружины рост рабочего давления замедляется, так как зазор между витками пружины становится минимальным. Это говорит о том, что уменьшать монтажную длину пружины следует лишь до определенного предела. Это же подтверждается и рис. 3, где показаны нагрузочные характеристики бензонасоса, т.е. зависимости его производительности от степени дросселирования Δp нагнетающей магистрали, при двух состояниях центральной пружины: исходном (кривая 1) и с уменьшенной монтажной длиной на 4 мм (кривая 2).

Таблица 2

Изменение монтажной длины центральной пружины, мм	Давление, кПа	
	рабочее	p_0
0	14,0	25,3
-1	14,07	26,7
-2	15,1	28,0
-3	15,6	29,3
-4	16,7	30,7
-5	17,0	32,0
-6	17,3	35,3

При исходном состоянии пружины давление нулевой подачи составляло 25,3 кПа, рабочее давление — 14 кПа, производительность — 160 л/ч. При сжатии пружины на 4 мм давление нулевой подачи увеличилось на 5,4 кПа, рабочее давление — на 2,5 кПа, а производительность бензонасоса возросла до 185 л/ч, т.е. увеличилась почти на 16%. Увеличение преднатяга центральной пружины способствовало улучшению работы бензонасоса и на режимах значительного дросселирования нагнетающей магистрали. Так, при величине дросселирования 24 кПа производительность составляла 100 л/ч, тогда как тот же бензонасос без увеличения преднатяга центральной пружины имел производительность всего 20 л/ч.

Как известно, в высокотемпературных условиях объем паровой фазы в подаваемом в карбюратор топливе резко увеличивается, а его жидкая фаза соответственно уменьшается. Это ведет к понижению уровня топлива в поплавковой камере карбюратора и к полному открытию ее топливного клапана, в результате чего давление в нагнетающей магистрали уменьшается, а ход диафрагмы увеличивается. Однако значительная часть ее хода здесь затрачивается на сжатие паровой фазы топлива, поэтому на полезный ход расходуется лишь та часть усилия, которую центральная пружина имеет, находясь в состоянии, близком к свободному. Иными словами, нагнетание происходит при минимальной величине давления топливоподачи и большом давлении насыщенных паров топлива. Бензонасос начинает работать в кавитационных условиях, и вероятность образования «паровых пробок» в магистрали увеличивается.

Конечно, бензонасос и в кавитационных условиях мог работать стабильно, если бы абсолютное давление в его рабочей камере удалось поддерживать большим, чем давление насыщенных паров топлива. К сожалению, практическая реализация такой идеи затруднительна. Однако сделать так, чтобы давление паров было очень близким к абсолютному давлению в рабочей камере, можно — за счет применения более жесткой пружины. Но здесь, очевидно, потребуются устройства, которые изменяли бы разницу между этими давлениями

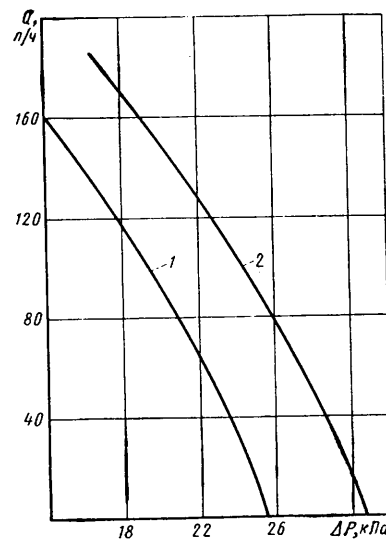


Рис. 3. Нагрузочные характеристики бензонасоса

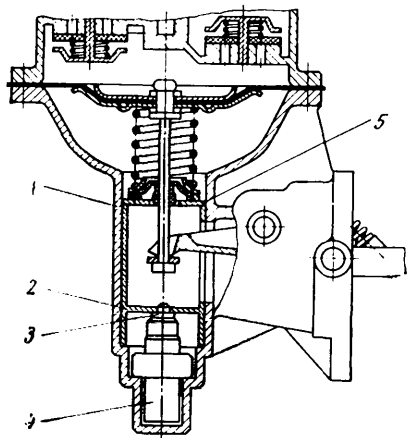


Рис. 4. Опытный образец бензонасоса с устройством автоматического регулирования давления нулевой подачи в зависимости от температуры

автоматически, иначе при работе в условиях обычных температур поплавковая камера карбюратора будет переполняться. И такие конструкции (правда, пока опытные) есть. Они (рис. 4) имеют терморегулятор, который в критических, с точки зрения образования «паровых пробок», условиях автоматически повышает давление в рабочей камере бензонасоса.

В нижней части корпуса 1 бензонасоса в этом случае устанавливается термосиловый элемент 4, шток которого постоянно находится в соприкосновении с перегородкой переходника 2, помещенного в цилиндрическую часть корпуса. На верхнем торце переходника помещена подвижная платформа 5, на которую опирается центральная пружина бензонасоса.

До определенной температуры переходник 2 находится в нижнем положении, и центральная пружина не обеспечивает повышенного давления в рабочей камере бензонасоса. Но как только температура корпуса бензонасоса достигнет некоторой заданной величины, термосиловый элемент через шток 3 начинает перемещать переходник 2 вместе с подвижной платформой 5, увеличивая тем самым преднатяг центральной пружины. При понижении температуры корпуса шток 3 термосилового элемента опускается и преднатяг пружины уменьшается.

В связи с тем, что терморегулятор располагается в корпусе бензонасоса, он воспринимает температуру подкапотного пространства автомобиля, т. е. температуру, от которой и зависит об-

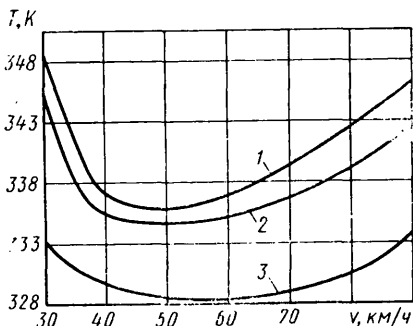


Рис. 5. Зависимость температуры в подкапотном пространстве автомобиля от скорости движения автомобиля:

1 — металл нижней части корпуса бензонасоса; 2 — воздух в зоне перед бензонасосом; 3 — топливо на входе в бензонасос

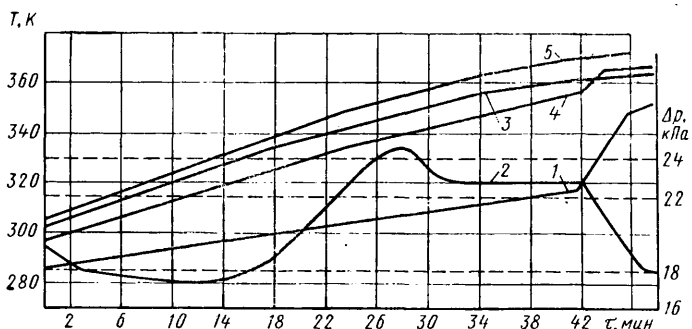


Рис. 6. Зависимость давления топливоподачи и температуры от длительности подвода тепла

разование «паровых пробок». А эта температура, в свою очередь, зависит от многих факторов: скорости движения автомобиля, температуры окружающей среды, режима работы двигателя, температуры топлива и т. д. В качестве примера на рис. 5 показано, как влияет на температуру подкапотного пространства скорость движения автомобиля.

Из рисунка видно, что высокие температуры в подкапотном пространстве имеют место как на малых, так и на больших скоростях движения. Но испытания показали, что терморегулятор, воспринимающий температуру от нижней части корпуса бензонасоса, исключает переполнение поплавковой камеры карбюратора на всех режимах работы двигателя и всех реально возможных высоких температурах наружного воздуха. При низких температурах окружающей среды поступающее из бензобака топливо будет охлаждать бензонасос так, что терморегулятор отключается, и давление топливоподачи будет соответствовать тому усилию центральной пружины, на которое она оттарирована.

На рис. 6 показано изменение давления топливоподачи (кривая 2), температур топлива (кривая 1), термосилового элемента (кривая 3), бензонасоса (кривая 4) и окружающей его среды (кривая 5) в зависимости от длительности подвода тепла.

Из рисунка видно, что тепловая инерционность терморегулятора невелика: при температуре окружающей среды 343К она составляет всего 4К, при температуре 373К — 8—10К. Температура корпуса бензонасоса сначала на 10—15К ниже температуры окружающей среды (за счет отбора тепла топливом), но затем, по истечении 42 мин, т. е. по мере уменьшения подачи топлива, температура корпуса растет, и разница с температурой окружающей среды уменьшается до 5К.

Давление, создаваемое бензонасосом по мере роста температуры, уменьшается с 19,3 до 17,3 кПа, но с началом работы терморегулятора оно начинает увеличиваться.

Для сравнения показателей бензонасосов с терморегулятором давления (сплошные линии) и без него (штриховые линии) были проведены стендовые испытания двух их образцов в условиях высоких температур окружающей среды (рис. 7).

Из рисунка можно видеть, что терморегулятор начинает влиять на работу бензонасоса уже при температуре топлива на выходе из него, равной ~310К. При температуре 316К производительность насоса с терморегу-

лятором оказывается на 14—15 л/ч, т. е. на ~20%, больше производительности этого же насоса без терморегулятора. При дальнейшем увеличении температуры топлива на выходе эта разница увеличивается: при температуре 338К (температура корпуса насоса 363—367К) превышение составляет уже 167%. Предел устойчивой работы бензонасоса без терморегулятора наступает при температуре топлива, равной 348К, а у насосов с терморегулятором — на 10К большей.

Из всего сказанного выше следует, что в целях уменьшения вероятности образования «паровых пробок» в системе питания карбюраторных двигателей назрела необходимость пересмотреть практику применения малых давлений топливоподачи, сложившуюся в период использования топлив с небольшим содержанием легких фракций на автомобилях с малофорсированными двигателями. При модернизации карбюраторов, а также при конструировании новых следует предусматривать возможность применения бензонасосов с повышенным давлением нулевой подачи. Положительные результаты, полученные стендовыми испытаниями бензонасосов с автоматическим терморегулированием, говорят о перспективности применения таких насосов (после проведения соответствующих широких испытаний) в системе питания карбюраторных двигателей с малым давлением топливоподачи.

Все эти мероприятия позволят повысить эффективность эксплуатации автомобилей за счет сокращения потерь времени, связанных с простоями в пути при повышенных температурах окружающего воздуха.

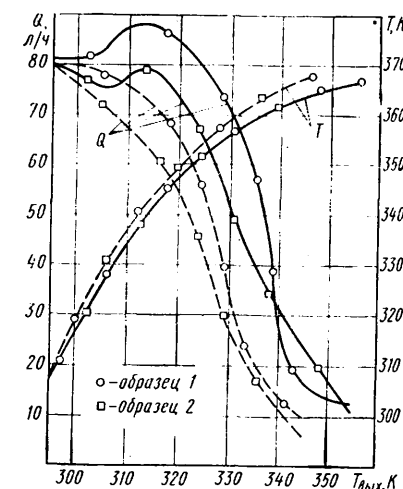


Рис. 7. Зависимость производительности бензонасосов от температуры топлива на его выходе

Повышение надежности и эффективности работы агрегатов системы смазки в режимах пуска и прогрева двигателя

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, Г. А. БАБКИН, Н. В. ВЕНЕДИКТОВ

НАМИ, ЗИЛ

ОБЕСПЕЧЕНИЕ быстрого и надежного пуска автомобильного двигателя в условиях низких температур является одной из важнейших проблем эксплуатации. В условиях пуска происходит существенное снижение эффективности работы агрегатов смазочной системы, вследствие чего возрастает вероятность задигов и проворотов основных смазываемых узлов — подшипников коленчатого вала, а также выхода из строя других деталей, определяющих ресурс двигателя.

Работа системы смазки двигателя в условиях низких температур характеризуется пониженной пусковой частотой вращения коленчатого вала, повышенными вязкостью масла и гидравлическими потерями в каналах системы, кавитационными явлениями в масляном насосе, увеличением времени запаздывания поступления масла к парам трения, возрастанием нагрузок на привод насоса, значительными перепадами давления на фильтрующих элементах и низкой эффективностью центрифуг. Все это приводит к повышенному износу основных деталей двигателя. Поэтому обеспечение эффективной работы системы смазки на всех эксплуатационных и, в особенности, пусковых режимах двигателя — проблема большого народнохозяйственного значения.

Под эффективной работой системы смазки двигателя в режиме его пуска и прогрева понимается обеспечение подачи очищенного масла к парам трения с минимальным запаздыванием (для современных двигателей оно не должно превышать 25—30 с).

Зависит это время прежде всего от вязкости масла. Например, при замене масла АС-8 менее вязким М-6Вз (температура пуска равна 248К) время запаздывания поступления масла к парам уменьшается в 1,8 раза, а время нарастания давления от 0,1 МПа до максимального в главной масляной магистрали практически не изменяется.

Исследования показали также, что время запаздывания поступления масла к трущимся парам двигателя зависит также от изношенности этих пар. Так, при температуре 293К (рис. 1) у неизношенного двигателя время достижения давления 0,1 МПа составляет 1,8 с, а у изношенного — 6,5 с; при 268К — соответственно 3,9 и 6,8 с; при 258К — 7,2 и 7,5 с. Таким образом, при температурах масла М-8Гзк 259К и выше запаздывание в новом двигателе меньше, при температурах ниже 259К — больше, чем в изношенном. Это объясняется тем, что при высоких температурах масляный насос нового двигателя, имея более высокий, чем у изношенного, гидравлический КПД, обеспечивает быстрое поступление масла к смазываемым парам трения даже при большем гидравлическом сопротивлении системы смазки. Однако уже при температуре ниже 259К в связи с повышением вязкости масла свыше 5000 мм²/с преобладающим фактором становится гидравлическое сопротивление системы. То же самое можно сказать и в отношении времени стабилизации давления в главной масляной магистрали.

Существенное влияние на время запаздывания поступления масла к трущимся парам оказывают также схема, параметры и конструктивные особенности системы смазки двигателя. Например, в системе с перепускным клапаном, установленным в масляном насосе и отрегулированным на рабочее давление 0,3—0,5 МПа, это значительно больше, чем в

системах с предохранительным клапаном, настроенным на 0,8—1,5 МПа, перепускным клапаном в конце главной масляной магистрали или дифференциальным клапаном, поддерживающим постоянное давление в системе. (При увеличении давления настройки клапана системы с 0,3 до 0,75 МПа время до стабилизации давления в главной масляной магистрали может уменьшиться в 6 раз).

Характер нарастания давления масла в системе смазки (особенно до фильтра) в процессе пуска двигателя в значительной степени зависит от температуры пуска, длительности перерыва в работе, уровня масла в поддоне и высоты всасывания масляного насоса, конструкции маслоприемника и частоты вращения коленчатого вала. В качестве примера рассмотрим осциллограмму (рис. 2), где показано изменение давления масла в системе смазки при пуске двигателя 8 Ч11/11,5 в условиях отрицательных температур.

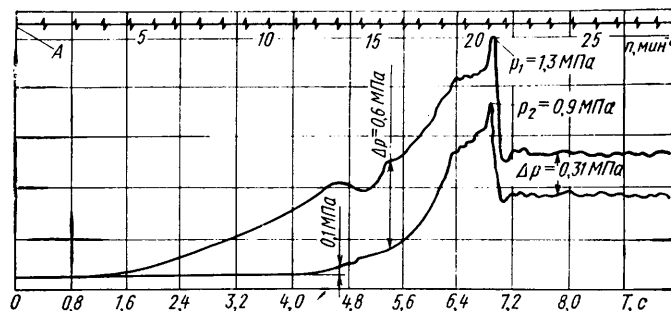


Рис. 2. Изменение давления масла в смазочной системе двигателя до фильтра (p_1) и после фильтра (p_2) в зависимости от продолжительности пуска (А — начало пуска двигателя)

Из рисунка видно, что после начала пуска двигателя давление масла перед фильтром возрастает, затем наблюдается некоторая стабилизация и даже уменьшение, после этого — рост до максимального (1,3 МПа) значения, резкое снижение и стабилизация.

Первое понижение давления происходит из-за ограниченной подвижности высоковязкого масла: масляный насос, подавая в главную масляную магистраль масло, находящееся в корпусе маслоприемника, начинает испытывать «масляное голодание». Этот момент — один из самых опасных, так как при холодном пуске двигателя с минимально допустимым уровнем масла в поддоне вокруг маслоприемника может образоваться воронка, в результате чего начнется подсос воздуха в систему, т. е. двигатель будет работать без смазки.

Эти явления будут иметь место до тех пор, пока вязкость масла, образующего стенку воронки, не снизится до уровня, обеспечивающего свободное его течение к сетке маслоприемника.

Предотвратить подсос воздуха в условиях эксплуатации можно за счет применения маловязкого масла или средств его подогрева в поддоне. (Ограничение подвижности масла М-8Гзк в данных исследованиях отмечено при температуре 260К и ниже, т. е. при вязкости 4500 мм²/с и более). При производстве двигателей профилактическим средством может стать установка неподвижного маслоприемника у самого дна масляного поддона. В конструкции расположенного таким образом маслоприемника может быть предусмотрена специальная всасывающая воронка, диафрагма или иное приспособление подобного рода (рис. 3,а—г).

Динамика изменения давления в смазочной системе в значительной мере определяется также местом расположения масляного насоса, диаметром и конфигурацией всасывающей трубы и масляных каналов, т. е. условиями работы насоса. Так, если уменьшить высоту всасывания и длину всасывающей трубы, увеличить ее диаметр, чтобы скорость потока в ней была не более 2 м/с (при низких температурах не более 0,85 м/с), разрежение на всасывании не превышало 0,04 МПа, то это исключит кавитацию в насосе, т. е. возможность резкого повышения содержания воздуха в масле и снижения его подачи к трущимся парам двигателя.

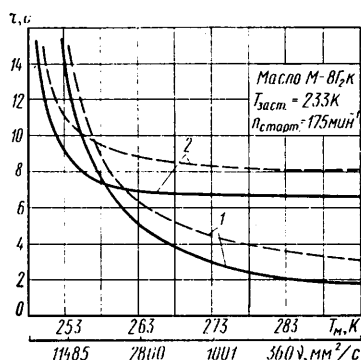


Рис. 1. Влияние температуры пуска и вязкости моторного масла, а также степени изношенности смазываемых пар трения двигателя, на время достижения давления 0,1 МПа (сплошные линии) и стабилизации давления (штриховые линии) в главной масляной магистрали:

1 — неизношенный двигатель; 2 — изношенный двигатель

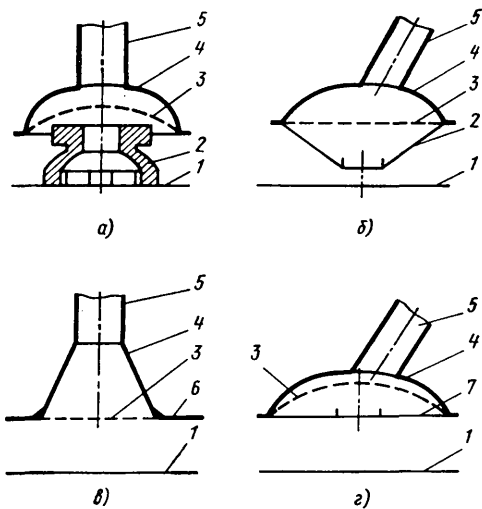


Рис. 3. Типы конструкций маслоприемников, предотвращающих подсос воздуха:

1 — дно масляного картера; 2 — всасывающая воронка; 3 — сетка; 4 — корпус маслоприемника; 5 — всасывающая труба; 6 — диск; 7 — экранирующая диафрагма

Значительного уменьшения потерь давления в каналах системы смазки и, следовательно, времени запаздывания поступления масла к парам, можно добиться за счет ограничения скорости потока в них до 5 м/с. Для этого нужно увеличивать их диаметр и сокращать число резких поворотов. Хорошим средством сокращения времени запаздывания могут служить устройства, предотвращающие стекание масла из таких агрегатов системы, как масляные фильтры и центрифуги, распределители и теплообменник, после выключения двигателя. И, как уже упоминалось, тепловая подготовка двигателя: предпусковой разогрев двигателя горячим воздухом с температурой 423К в течение 20 мин по схеме «картер — сапун» уменьшает запаздывание поступления масла к трущимся парам в 5—7 раз,

Одним из узлов, надежность которого обусловлена спецификой его работы и в значительной степени зависит от времени запаздывания поступления масла, является турбокомпрессор, особенно его подшипники. (Это связано с быстрым выходом турбокомпрессора на рабочий режим). Решать задачу можно как за счет таких известных мер, как увеличение диаметров маслоподводящих каналов до 12 мм, применение фильтров с повышенной пропускной способностью, подача масла в первый период пуска, минуя фильтр, так и за счет установки в магистраль клапана последовательности, обеспечивающего поступление масла сначала к подшипникам турбокомпрессора, а затем, когда давление масла перед ними станет минимально допустимым, подающего масло на смазку других потребителей. И, наконец, за счет использования специального маслозакачивающего насоса.

Вязкостно-температурные свойства масел изменяются в процессе эксплуатации. Так, в дизелях, как правило, вязкость повышается из-за попадания продуктов неполного сгорания топлива (сажи) в масло. Так как эффективность удаления этих частиц из масла полнопоточными фильтрами с бумажными фильтрующими элементами очень низкая, то предотвращать увеличение времени запаздывания поступления масла к трущимся парам следует при помощи центрифуги или частичнопоточного фильтра тонкой очистки масла, предусматриваемых при создании дизелей.

Наряду с решением проблемы обеспечения минимального времени запаздывания необходимо, чтобы масло, поступающее к парам трения в пусковой период, не содержало частиц загрязнения. Здесь главная роль отводится соблюдению требований по смене или доливу масла, а также по техническому обслуживанию, связанному с разборкой двигателя или его агрегатов. Надежная защита трущихся пар двигателей от попадания частиц загрязнений в масло достигается также за счет применения полнопоточного фильтра с фильтрующим элементом, обладающим малым гидравлическим сопротивлением, исключающим открытие предохранительного клапана фильтра, или, особенно эффективной в этом отношении, комбинированной системы очистки масла (с полнопоточным фильтром и частичнопоточной центрифугой). Последнее подтверждено результатами экспериментальных исследований двигателя 8 Ч10/9,5 рабочим объемом 6000 см³ на пусковых и рабочих режимах (см. таблицу).

Наименование деталей	Износ на пусковых режимах, %			Износ на рабочих режимах, %		
	полнопоточная центрифуга	полнопоточный фильтр	частичнопоточная центрифуга + полнопоточный фильтр	полнопоточная центрифуга	полнопоточный фильтр	частичнопоточная центрифуга + полнопоточный фильтр
Шейки коленчатого вала:						
коренные	100	21	18	100	90	50
шатунные	100	30	18	100	92	45
Вкладыши подшипников:						
коренные	100	31	29	100	89	44
шатунные	100	24	22	100	85	47
Гильзы цилиндров	100	50	38	100	98	65

Низкая эффективность очистки масла в период пуска и прогрева двигателя с полнопоточной центрифугой при отрицательных температурах объясняется их значительной инерционностью. Так, например, при температуре пуска 266К (−17°C) центрифуга практически не защищает подшипники от крупных, но меньших 20 мкм, абразивных частиц, и только через 15 мин прогрева двигателя она выходит на 60%-ный режим задержания: 100% частиц диаметром 50 мм она задерживает через 12 мин прогрева (рис. 4).

В связи с применением в современных системах очистки масла полнопоточных фильтров с бумажными фильтрующими элементами остро встает вопрос их защиты от значительных (0,4—0,6 МПа при применении предохранительного клапана фильтра плунжерного типа) перепадов давления, которые возникают во время низкотемпературных пусков.

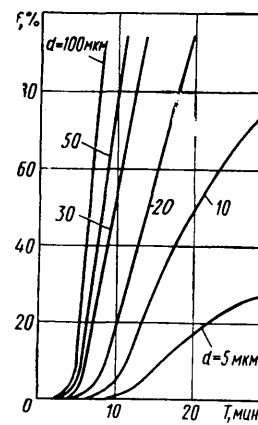


Рис. 4. Зависимость полноты отсева центрифуги f от времени прогрева двигателя T для различных размеров частиц загрязнения (температура пуска 256К, масло М-8В)

Решается он путем отказа от предохранительных клапанов плунжерного типа и применения шариковых или грибовых клапанов с началом их срабатывания при перепаде давлений 0,1—0,2 МПа. Чтобы исключить возможность прохождения частиц загрязнения через клапан, в системе нужно предусмотреть сигнализатор засоренности фильтра, настроенный так, чтобы перепад давления, при котором клапан открывается, был на 0,02—0,03 МПа больше порога срабатывания сигнализатора.

Эффективная работа системы очистки масла зависит от темпа прогрева картерного масла двигателя: наиболее выгодным с этой точки зрения является полнопоточное включение теплообменника жидкостно-масляного типа. В такой системе нужно предусматривать клапаны-термостаты, автоматически поддерживающие температуру масла в заданных пределах, изменяющие количество проходящего через теплообменник масла (исследования показали, что клапан-термостат, установленный на воздушно-масляном теплообменнике, сокращает время прогрева масла в двигателе с 280 до 350К на 10—15 мин). Место подключения теплообменника также оказывает влияние на эффективность работы системы очистки масла. (Согласно исследованиям, проведенным в НАМИ, теплообменник целесообразно включать после центрифуги, но перед полнопоточным фильтром). Таким образом, повысить эффективность работы системы смазки двигателя при его пусках можно за счет: использования моторных масел, обладающих малой вязкостью при низких температурах; конструктивных мероприятий; выбора оптимальных гидравлических параметров; применения эффективных систем очистки и регулирования температуры масла; систем предпусковой тепловой подготовки двигателя.

Определение коэффициента расхода дроссельных заслонок ДВС

Кандидаты техн. наук В. П. БЕЛТЮКОВ, Б. А. КИСЕЛЕВ

Новомосковский филиал МХТИ им. М. В. Ломоносова, НАМИ

ОПТИМИЗАЦИЯ конструктивных параметров систем впуска, выпуска, газораспределения и т. д. в настоящее время, как правило, основывается на расчетно-экспериментальной оценке их влияния на показатели двигателя. При этом одним из основных критериев оптимальности служит коэффициент наполнения. Однако его количественная оценка для бензиновых двигателей затруднена, так как величина коэффициента наполнения в таких двигателях зависит от сопротивления движению воздуха и бензовоздушной смеси, создаваемого дроссельной заслонкой: когда заслонка полностью открыта, это сопротивление невелико; по мере ее прикрытия оно растет и при больших углах прикрытия намного превышает суммарное сопротивление диффузора и клапанов.

Знать зависимость коэффициента расхода μ дроссельной заслонки от угла ее прикрытия β нужно не только для того, чтобы найти величину коэффициента наполнения на различных режимах работы двигателя. Подобная зависимость важна и для расчета тормозной мощности автомобилей повышенной грузоподъемности, снабженных — в дополнение к пневмо- и гидромеханическим тормозным системам — газодинамическим моторным тормозом в виде дроссельной заслонки, устанавливаемой в выпускной системе. Нужно знать такую зависимость и для оптимизации законов управления двигателем при помощи микропроцессорных систем.

По существующим методикам расчета (с использованием ЭВМ) коэффициента наполнения η_v бензиновых двигателей и мощности торможения N_t двигателей, снабженных газодинамическим моторным тормозом, дроссельные заслонки заменяются диафрагмами с соответствующей степенью сужения проходного сечения. Такую диафрагму подбирают, так как метода ее расчета до сих пор не было. В связи с этим рассматриваемый ниже способ расчетного определения коэффициента расхода дроссельных заслонок автомобильных двигателей, обеспечивающий удовлетворительную точность для широкого диапазона углов β их прикрытия, видимо, должен представлять определенный интерес для специалистов-исследователей двигателей.

В настоящее время при рассмотрении потерь в трубопроводах даже в условиях установившихся потоков величину коэффициента расхода μ , как правило, не рассчитывают, а определяют экспериментально по результатам проливки (продувки). Но и в этих случаях возникают трудности. Так, выравнивание скоростей и давлений в трубопроводах постоянного сечения происходит на расстояниях, равных примерно одному диаметру трубы до заслонки и четырем — пяти диаметрам за ней. Однако впускные трубопроводы бензиновых двигателей обычно короткие и изогнутые, поэтому давление меняется по всей их длине и притом по-разному при различных частотах вращения коленчатого вала и не

ясно, какие из них принимать за давление после заслонки.

Учитывая важность обеспечения полной определенности и сравнимости экспериментально-расчетных значений коэффициента расхода прикрытых дроссельных заслонок различных карбюраторов, дроссельных участков, двигателей, предпочтительно, в отличие от обычно используемых (и, по сути, случайных) сечений II—II, целесообразно отдать сечению III—III максимального сужения струи (рис. 1). Дело в том, что экспериментально установлено: разрежение $\Delta p_{13} = p_1 - p_3$ мало отличается от $\Delta p_{14} = p_1 - p_4$, измеренного через сверление в оси,

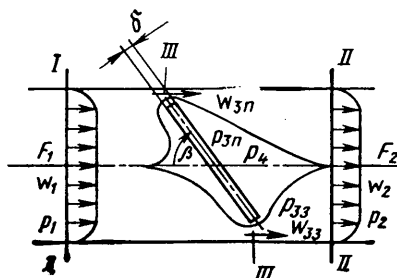


Рис. 1. Схема обтекания потоком дроссельной заслонки ($W_1, W_2, W_3, p_1, p_2, p_3, p_4$ — соответственно скорости и давления потока в сечениях I—I, II—II, III—III трубопровода и под дроссельной заслонкой; F_1, F_2 — площади поперечного сечения трубопровода в сечениях I—I, II—II)

которое выведено в центре задней по потоку стороны заслонки (рис. 2). Это позволяет применить для определения μ довольно простое расчетное соотношение, непосредственно вытекающее из интеграла Бернулли для несжимаемой жидкости при пренебрежении потерями напора на суживающейся части турбулентного потока: $\mu = \epsilon f / \sqrt{1 - \epsilon^2 f^2}$. (Здесь $\epsilon = F_3 / F_0$ — коэффициент сужения струи;

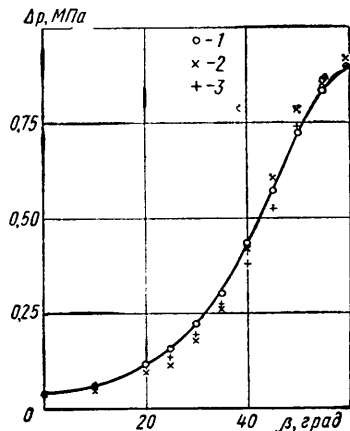


Рис. 2. Значения разрежений в условиях работы по нагрузочной характеристике: 1 — разрежение Δp_{14} под дроссельной заслонкой; 2 — разрежение Δp_{13n} у передней стороны дроссельной заслонки; 3 — разрежение Δp_{133} у задней стороны дроссельной заслонки

$f = F_0 / F_1$ — относительное проходное сечение; F_0 — проходное сечение щели между дроссельной заслонкой и трубой, т. е. «сечение в свету».

Таким образом, решение поставленной задачи сводится к определению зависимости относительного проходного сечения f и коэффициента сужения струи ϵ от угла прикрытия β дроссельной заслонки. Первое не представляет трудностей ни для цилиндрических трубопроводов, ни для трубопроводов прямоугольного сечения. Что касается второго, то зависимость коэффициента сужения струи прямоугольных заслонок в первом приближении определяется в результате решения задачи об обтекании тонкой пластины, установленной под произвольным углом атаки β в потоке идеальной несжимаемой жидкости между двумя параллельными плоскостями. Результаты одного из таких наиболее полных и первых расчетных определений (при помощи функций комплексного переменного) коэффициента сужения струи ϵ для пластин с различными значениями максимального угла прикрытия β_{\max} приведены на рис. 3. На рисунке видны различия коэффициентов сужения струи у передней ϵ_n и задней ϵ_z по потоку сторон пластины. Это объясняется различным характером обтекания: у передней стороны поток отклоняется на угол $(90 + \beta)^\circ$, а у задней — на $(90 - \beta)^\circ$. Соответственно коэффициент сужения у передней стороны оказывается значительно меньшим и зависящим от максимального угла прикрытия заслонки; ϵ_z от β_{\max} практически не зависит.

Реальные бензовоздушные и воздушные потоки и течение отработавших газов в дроссельных заслонках автомобильных двигателей более сложны, чем рассмотренный. Они — трехмерные, неустановившиеся, турбулентные, сжимаемые, неэнтропические и, как следствие, очень трудные для теоретического анализа. Поэтому вопрос о практической пригодности для расчетного определения коэффициента расхода дроссельных заслонок рассмотренного выше соотношения и кривых на рис. 3 решался чисто экспериментальным путем по степени соответствия теоретических кривых экспериментальным значениям коэффициента расхода. Для этого стационарным воздушным потоком на моделирующей установке были продуты более 20 прямоугольных и эллиптических заслонок с максимальным углом прикрытия 45, 60 и 90°, толщиной 1, 2, 4, 6, 8 мм и относительным эксцентриситетом 0—0,26, а также заслонка карбюратора К-22Г. Некоторые из них исследовались, кроме того, непосредственно на двигателе ГАЗ-51, прокручиваемом от постороннего источника и при работе под нагрузкой [1].

В условиях стационарного воздушного потока на моделирующей установке в диапазоне $\beta/\beta_{\max} = 1,0 - 0,5$, отвечающем режимам глубокого дросселирования и частичным нагрузкам, получено практически полное соответствие экспериментальных значений теоре-

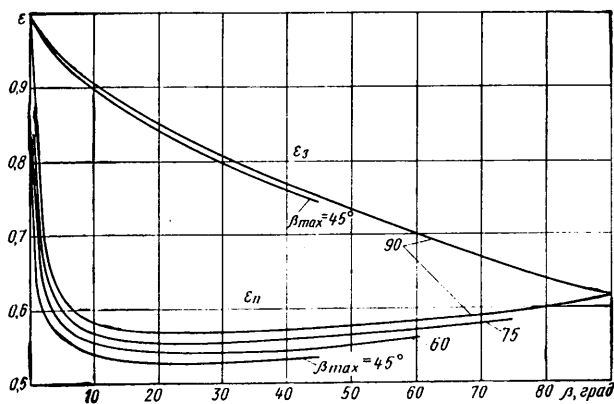


Рис. 3. Расчетные значения коэффициентов сужения струи у передней ϵ_p и задней ϵ_z сторон дроссельной заслонки для различных углов β_{max} ее прикрытия

тическим кривым коэффициента расхода. Для прокручиваемого от постороннего источника и работающего под нагрузкой двигателя этот диапазон оказался еще более широким и соответствующим $\beta/\beta_{max}=1,0-0,15$. При этом в отличие

няется возрастанием уровня аэродинамических потерь при пульсациях давления и скорости потока, а также повышением по мере открытия дроссельной заслонки относительной доли аэродинамических потерь на воздушной заслонке

занные факторы заметно сказываются (приводят к недопустимо большому разбросу экспериментальных точек и их отклонению от теоретических значений) лишь при полном открытии дроссельной заслонки и очень близких к нему положениях. Кроме того, как показывают результаты многочисленных расчетов и экспериментов, при незначительных прикрытиях дроссельной заслонки и соответственно малых изменениях коэффициента ее расхода коэффициент наполнения и другие показатели автомобильных двигателей изменяются по скоростной характеристике незначительно.

Отметим также, что эксперименты подтвердили и некоторые ранее высказанные исследователями предположения. В частности, о возможности практического переноса результатов исследования по коэффициенту сужения двумерных дросселируемых струй несжимаемых жидкостей на реальные трехмерные потоки жидкостей и газов в трубопроводах разной формы с заслонками. Подтвердили они и предположение о том, что присутствие топлива в воздушных потоках, величина и характер изменения давления и скорости потока во впускных системах автомобильных двигателей мало сказываются на величине коэффициента расхода дроссельных заслонок.

Таким образом, эксперименты показали: приведенная выше зависимость позволяет с достаточной для практических целей точностью определять коэффициент расхода дроссельной заслонки в диапазоне $\beta/\beta_{max}=1,0-0,15$. При этом значения коэффициента сужения струи следует брать из приведенных на рис. 3 результатов решения задачи об обтекании идеальной несжимаемой жидкостью тонкой пластины, установленной между параллельными плоскостями [2].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бельтюков В. П. Определение моментных коэффициентов центрально расположенных дроссельных заслонок. — Изв. вузов, «Машиностроение», 1975, № 2, с. 87—91.
2. Саркяя Т. Гидродинамический момент и кавитационные характеристики дроссельных клапанов. — Труды Американского общества инженеров-механиков, 1961, Сер. Е, т. 28, № 4, с. 36—44.

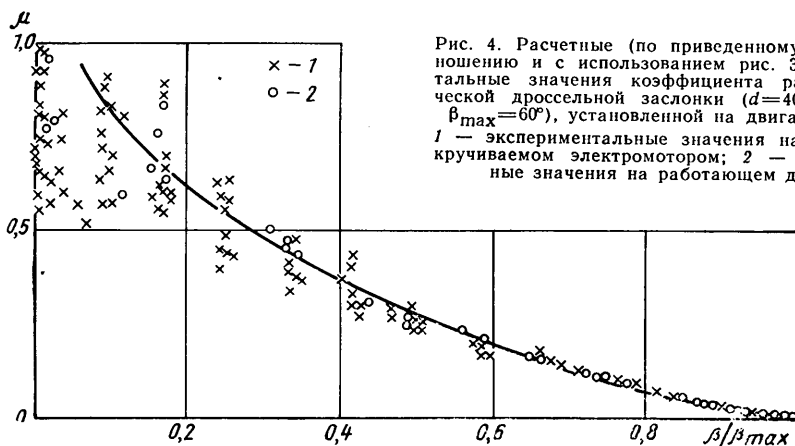


Рис. 4. Расчетные (по приведенному в статье соотношению и с использованием рис. 3) и экспериментальные значения коэффициента расхода эллиптической дроссельной заслонки ($d=40$ мм, $\delta=1$ мм, $\beta_{max}=60^\circ$), установленной на двигателе ГАЗ-51: 1 — экспериментальные значения на двигателе, прокручиваемом электродвигателем; 2 — экспериментальные значения на работающем двигателе

от продувок стационарным воздушным потоком, где при малых прикрытиях дроссельных заслонок теоретические кривые проходят ниже экспериментальных, теоретические значения μ оказываются несколько большими экспериментальных (рис. 4). Последнее объяс-

няется в диффузоре и практической невозможностью (из-за близости расположения) их раздельного учета при измерении давления p_1 в подходящем к дроссельной заслонке невозмущенном потоке. Очень важным для рассматриваемого вопроса является то, что все ука-

Принимается подписка на новые книги, выпускаемые в 1984 г. издательством «Машиностроение»

Козачок А. Г. Голографические методы исследования в экспериментальной механике. 15 л., ил. В пер.: 2 р. 40 к. (III кв.).

Ордынцев В. М. Системы автоматизации экспериментальных научных исследований. 25 л., ил. В пер.: 1 р. 60 к. (II кв.).

Парамонов Ф. И. Моделирование процессов производства. 19 л., ил. В пер.: 1 р. 40 к. (III кв.).

Пневматика и гидравлика: Сб. статей. Вып. 11 / Под общ. ред. Е. В. Герца. 20 л., ил. В пер.: 3 р. 30 к. (IV кв.).

Расчеты на прочность: Сб. статей. Вып. 25 / Под общ. ред. Н. Д. Тарабасова. 20 л., ил. В пер.: 3 р. 30 к. (IV кв.).

Снижение вязкостного трения: Сб. докладов симпозиума по снижению сопротивления трения в вязком потоке, состоявшегося 5—6 ноября 1979 г. в г. Далласе / Под ред. Г. Хью. Пер. с англ. 35 л., ил. В пер.: 2 р. 80 к. (III кв.).

Стабин И. Н., Моисеева В. С. Автоматизированный системный анализ. 18 л., ил. В пер.: 1 р. 20 к. (II кв.).

Уржумцев Ю. С., Майборода В. П. Технические средства и методы определения прочностных характеристик конструкций из полимеров. 15 л., ил. В пер.: 1 р. 10 к. (III кв.).

Цыплаков О. Г. Конструирование изделий из композиционно-волоконистых материалов. 11 л., ил. 55 к. (II кв.).

Подписку на эти и другие книги можно оформить в магазинах подписных изданий, отделах подписных изданий универсальных книжных магазинов, в специализированных магазинах технической литературы, а также в магазинах — опорных пунктах издательства «Машиностроение».

Подписка принимается до 31 декабря 1983 г.

ВГО «Союзкнига»

Сравнительная оценка компоновочных схем городских автобусов большой вместимости

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук В. В. ОСЕПЧУГОВ, канд. техн. наук А. В. ЧАНКОВ

ВКЭИавтобуспром

Н А ПЕРСПЕКТИВУ в нашей стране, как известно, предусматривается преимущественный рост производства автобусов большой и особо большой вместимости, благодаря чему их доля в парке автотранспортных средств общего пользования уже в недалеком будущем должна составить более 30%. Поэтому поиск наиболее рациональной конструктивной схемы перспективного городского автобуса большой вместимости — задача весьма и весьма актуальная.

Исходя из этих соображений, а также учитывая технико-эксплуатационные требования к перспективным городским автобусам, тенденции их развития и методику расчета параметров, авторы разработали компоновочные схемы двух вариантов городского перспективного автобуса большой вместимости.

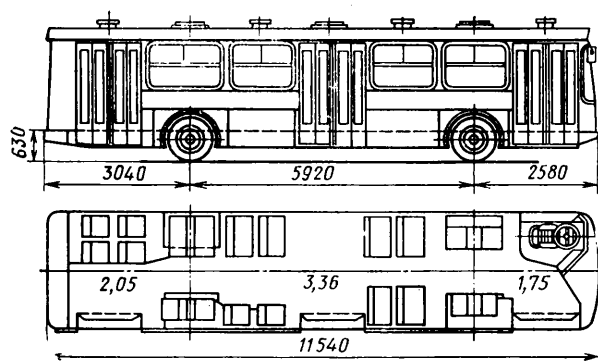


Рис. 1. Общий вид автобуса варианта А с задним, у левого борта, расположением дизеля

Вариант А (рис. 1) — автобус с дизелем КамАЗ-740 мощностью 154 кВт, установленным сзади под углом 6° к продольной оси автобуса и со смещением к левому борту; ведущий мост — модификация стандартного (дифференциал смещен к левому колесу, применена угловая главная передача по типу автобуса ЗИЛ-127), что позволило выполнить пол ровным по всей длине автобуса, на высоте 630 мм.

Вариант Б (рис. 2) — автобус с тем же дизелем, но размещенным сзади по оси автобуса; ведущий мост — с центральным расположением первой ступени редуктора главной передачи. При такой компоновке высота пола на участке от передней

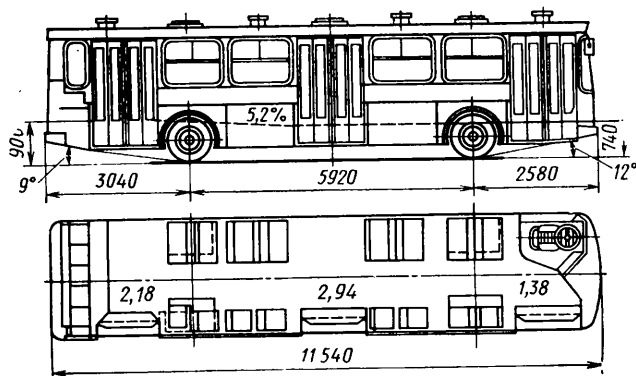


Рис. 2. Общий вид автобуса варианта Б с задним продольным расположением дизеля

двери до средней составляет 740 мм, от средней до задней — пандус — 5,2%, горизонтальной накопительной площадки — 900 мм.

Других отличий у обоих вариантов нет. Они максимально унифицированы между собой по шасси и кузову; имеют гидромеханическую трехступенчатую коробку передач ГМП 3-80 «Львов», рулевое управление МАЗ-5336 с гидроусилителем ЦГ-70, низкопрофильные шины, пневматическую подвеску, комплексный гидропривод рулевого управления и вентилятора системы охлаждения, новую систему калориферного отопления, исключающую попадание выпускных газов от двигателя в салон автобуса. С целью снижения шума до 80—82 дБ (А) силовая установка помещена в капсулу, радиатор и термостатически управляемый вентилятор установлены отдельно от двигателя, применены прогрессивные шумоизоляционные материалы. Что касается массы снаряженных автобусов, то у варианта Б она равна 9300 кг (масса шасси 4725 кг, кузова — 4110 кг и снаряжения — без запасного колеса — 465 кг), у варианта А она примерно на 124—168 кг меньше (принята равной 9140 кг). Выигрыш получен за счет смещения двигателя к борту, что позволило выполнить пол ровным по всей длине и снизить высоту кузова на 110 мм, уменьшив его массу на 44—87,5 кг. Уменьшение площади ступенек и подножек с 1,9 до 0,81 м² дало дополнительную (11 пассажиров, или 748 кг) вместимость автобусу варианта Б в «часы пик», но зато — при равной прочности несущей системы обоих вариантов — и большую примерно на 80 кг массу.

Дальнейшего снижения массы снаряженных автобусов обоих вариантов можно достичь за счет применения более экономичных двигателей, планетарных коробок передач, гидрорулелей, пневматических подвесок с диафрагменными упругими элементами, амортизаторов со встроенным ограничителем хода отбоя, клиновых тормозных механизмов, новых несущих систем для кузовов, пассажирских сидений, наиболее полно отвечающих требованиям эргономики, новых материалов и прогрессивной технологии изготовления. В результате масса, например, снаряженного автобуса варианта А может быть снижена до 8900 кг, т. е. на 240 кг, что вполне соответствует массе лучших зарубежных аналогов (8400—10290 кг). При этом следует учесть, что коэффициент грузоподъемности у зарубежных аналогов лежит в диапазоне 0,50—0,71, а у рассматриваемых вариантов — 0,62—0,89. В табл. 1 и 2 приведен анализ статического распределения масс сравниваемых автобусов по осям, сторонам и колесам в зависимости от числа пассажиров. В тексте дано сравнение их с автобусами ЛиАЗ-677 и «Икарус-260».

У всех автобусов осевая нагрузка при номинальной вместимости и вместимости в «часы пик» находится в допустимых пределах и составляет 100—115 кН, а при перегрузке — 130—135 кН.

При равных максимальных осевых нагрузках вместимость автобусов ЛиАЗ-677 и «Икарус-260» в случае нерегламентированного исполнения составляет 75—107 пассажиров, а у автобусов вариантов А и Б — 85—120.

В табл. 3 приведены допустимые максимальные скорости автобусов в зависимости от характеристики шины и возможная вместимость автобусов по нагрузке на дорогу.

Автобусы имеют максимальную скорость только при номинальной нагрузке. В «часы пик» и при перегрузке, исходя из допустимой грузоподъемности шин, скорость должна снижаться до 20—30 км/ч.

Разность реакций левых и правых колес у автобуса «Икарус-260», имеющего трехрядную планировку пассажирского помещения, при номинальной вместимости равна 11,62 кН, в «часы пик» — 16,10 кН, при этом отношение реакций левых

Параметры	Величины нагружений автобуса варианта А при вместимости					
	нулевой	с 28 сидящими пассажирами	номинальной (86 пасс.)	в часы пик* (120 пасс.)	10 пасс./м ² (152 пасс.)	12 пасс./м ² (177 пасс.)
Полезная нагрузка $G_{пл}$, кг	0	1904	5848	8160	10336	12036
Полная масса G_T , кг	9137	11041	14985	17297	19473	21173
Распределение массы, кг:						
на левую сторону $G_{Т.л}$	4876	6004	7700	8694	9343	10022
на правую сторону $G_{Т.п}$	4261	5037	7285	8603	10130	11151
на переднюю ось G_1	3087	3781	5610	6682	7703	8495
на задний мост G_2	6050	7260	9375	10615	11770	12678
на переднее колесо:						
правое $G_{1п}$	1536	1823	2838	3442	4138	4608
левое $G_{1л}$	1551	1958	2772	3240	3565	3887
на заднее колесо:						
правое $G_{2п}$	2725	3214	4447	5161	5992	6543
левое $G_{2л}$	3325	4046	4928	5454	5778	6135
Разность поперечной нагрузки $G_{Т.л} - G_{Т.п}$	615	967	415	91	-787	-1129
$\Delta G_{1п} = G_{1л} - G_{1п}$	15	135	-66	-202	-573	-721
$\Delta G_{2п} = G_{2л} - G_{2п}$	600	832	481	293	-214	-408
Относительные показатели:						
G_1/G_T	0,388	0,340	0,374	0,386	0,396	0,400
$(G_{Т.л} - G_{Т.п})/G_T$	0,067	0,088	0,028	0,005	0,040	0,053
$G_{Т.л}/G_{Т.п}$	1,14	1,19	1,057	1,010	0,922	0,899
$\Delta G_{2п}/G_2$	0,099	0,115	0,051	0,028	0,018	0,032
$G_{2л}/G_{2п}$	1,22	1,259	1,108	1,057	0,964	0,938
$G_{1л}/G_{1п}$	1,0097	1,074	0,977	0,940	0,860	0,844
$G_{пл}/G_{сн}$	0	0,208	0,640	0,893	1,130	1,300

колес к правым составляет 1,18—1,24, что, судя по результатам эксплуатации автобусов семейства «Икарус-200» в СССР, вполне допустимо.

Таким образом, с точки зрения статических нагрузок оба варианта большого городского автобуса вполне удовлетворительны. Но для окончательной оценки и выбора конструктив-

Таблица 2

Параметры	Величины нагружений автобуса варианта Б при вместимости					
	нулевой	с 28 сидящими пассажирами	номинальной (86 пасс.)	в часы пик* (119 пасс.)	10 пасс./м ² (161 пасс.)	12 пасс./м ² (188 пасс.)
Полезная нагрузка $G_{пл}$, кг	0	1972	5780	8092	10948	12784
Полная масса G_T , кг	9300	11295	15080	17392	20248	22084
Распределение массы, кг:						
на левую сторону $G_{Т.л}$	4609	5784	7628	8764	9510	10279
на правую сторону $G_{Т.п}$	4691	5511	7452	8628	10738	11805
на переднюю ось G_1	2939	3627	5304	6336	7664	8493
на задний мост G_2	6361	7668	9776	11056	12584	13591
на переднее колесо:						
правое $G_{1п}$	1481	1762	2614	3137	4075	4552
левое $G_{1л}$	1456	1865	2690	3199	3589	3941
на заднее колесо:						
правое $G_{2п}$	3210	3749	4838	5491	6663	7253
левое $G_{2л}$	3151	3919	4938	5565	5921	6338
Разность поперечной нагрузки $G_{Т.л} - G_{Т.п}$	-82	273	176	136	-1228	-1526
$\Delta G_{1п} = G_{1л} - G_{1п}$	-23	103	76	62	-486	-611
$\Delta G_{2п} = G_{2л} - G_{2п}$	-59	170	100	74	-724	-915
Относительные показатели:						
G_1/G_T	0,316	0,320	0,350	0,364	0,378	0,380
$(G_{Т.л} - G_{Т.п})/G_T$	0,009	0,024	0,12	0,008	0,060	0,069
$G_{Т.л}/G_{Т.п}$	0,980	1,050	1,024	1,016	0,885	0,870
$\Delta G_{2п}/G_2$	0,009	0,022	0,010	0,007	0,059	0,067
$G_{2л}/G_{2п}$	0,980	1,045	1,020	1,013	0,888	0,874
$G_{1л}/G_{1п}$	0,980	1,058	1,029	1,020	0,880	0,866
$G_{пл}/G_{сн}$	0	0,212	0,620	0,870	1,177	1,370

Показатели	Автобус варианта А				Автобус варианта Б				
	70	60	40	24	19	70	60	24	20
Допустимая максимальная скорость (км/ч) по нагрузке на шины	70	60	40	24	19	70	60	24	20
Число пассажиров	101	106	120	152	177	112	119	161	188
Допустимая осевая нагрузка, кН	100	115	120			100	115	120	
Число пассажиров	103	145	158			91	131	145	
Допустимая полная масса, кг	16000	17500				16000	17500		
Число пассажиров	101	123				99	121		

ной схемы нужно знать, как распределяются массы автобуса и пассажиров при центральном и смещенном к левому борту двигателе и как влияет это распределение на тяговые и тормозные свойства автобуса и его прочность.

Экспериментальные данные по нагрузкам на колеса при равномерном распределении пассажиров в салоне автобуса варианта А, измеренные при помощи тензосилового устройства, показали, что пассажиры, как правило, скапливаются у дверей, создавая дополнительную нагрузку на правую сторону автобуса. Ее величина может составлять более 10 кН, но по мере заполнения автобуса она уменьшается, поэтому для случаев перегрузки (заполнение площади для стояния с учетом подножек и ступенек по норме 10 и 12 пасс/м²) может рассчитываться так же, как при равномерном распределении нагрузки.

Таким образом, автобус варианта А при неравномерном распределении полезной нагрузки и при одинаковой допустимой осевой нагрузке на дорогу (100—120 кН) имеет на 12—14 пассажиров большую предельную вместимость, чем автобус варианта Б.

Суммарная площадь накопительных площадок у автобуса варианта А равна 7,16 м², у варианта Б — 6,5 м², в том числе задних — 2,05—2,18 м². При этом нагрузка, действующая на заднюю часть кузова, при норме 10 пасс/м² равна 38,04—44,26 кН, а у автобуса ЛиАЗ-677 при 3,8 м² — 28,05 кН, что в 1,5 раза меньше.

Как видно, нагрузки довольно значительны, поэтому обеспечение прочности кузова автобуса с задним расположением двигателя требует серьезного внимания.

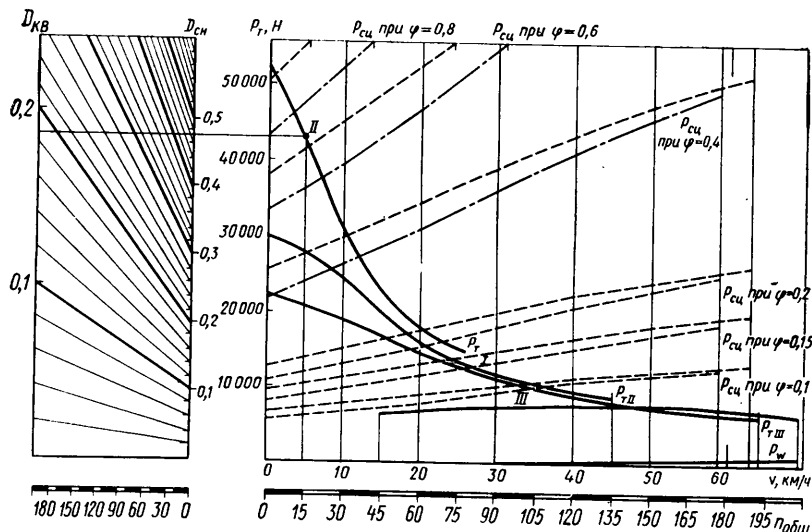
Конструктивную схему необходимо выбирать также с учетом устойчивости и управляемости автобуса — особенно автобуса, имеющего большую разницу реакций левых и правых колес. Должна учитываться и степень изменения координат центра масс полезной нагрузки.

Разность распределения масс на левую и правую стороны снаряженных автобусов составляет: для ЛиАЗ-677 — 140 кг, КАВЗ-5252 — 325 кг, «Волво В-59» — 730 кг, «Лейланд NS-11» — 380 кг, «Икарус-260» — 480 кг; в «часы пик» эта разность еще больше: для «Икарус-260» — 1610 кг, ЛиАЗ-677 — 598 кг; для варианта А при заполнении только мест для сидения она равна 962 кг, а при заполнении мест для сидения и стояния — 1134 кг, исходя из нормы 12 пасс/м², — для варианта Б при заполнении мест для сидения и стояния, исходя из той же нормы, — 1526 кг. Таким образом, максимальное отношение нагрузок на левые и правые колеса передней оси автобусов ЛиАЗ-677 и «Икарус-260» составляет 1,054—1,18, у автобуса варианта А — 1,07, а у варианта Б — 1,058—1,154.

Максимальные бортовые неравномерные нагрузки на ведущий мост имеют автобусы «Икарус-260» (1,24) и варианта А (1,258). Все это означает, что поперечная развесовка автобусов вариантов А и Б во всем диапазоне нагрузок аналогична развесовке серийных автобусов ЛиАЗ-677 и «Икарус-260».

Максимальная поперечная нагрузка при неравномерном распределении полезной массы у автобуса ЛиАЗ-677 равна 260 кг, у варианта А — 332 кг, что даже при коэффициенте сцепления шин с дорогой, равном 0,05 (гололед), обеспечивает последнему устойчивое движение. Критические скорости движения по условиям заноса (равномерное движение по кругу) при коэффициенте сцепления шин с дорогой 0,15—0,8 для автобуса ЛиАЗ-677 равны 25,48—38,5 км/ч, для автобуса варианта А — 16—39 км/ч. Автобусы вариантов А и Б, как и автобусы ЛиАЗ-677 и «Икарус-260», удовлетворяют и требованиям о том, что при любом нагрузочном состоянии критическая скорость заноса и максимальный угол поперечного уклона дороги по условиям заноса должны быть меньше, чем по условиям опрокидывания, т. е., что опрокидыванию всегда должен предшествовать занос; что для серийных автобусов опрокидывание должно происходить при коэффициенте сцепления шин с дорогой, превышающем 1,5—2,07 (у автобусов вариантов А и Б он превышает 1,59—2,64); что при движении по косогору автобусы могут опрокинуться при коэффициенте сцепления > 0,72—0,87 (у автобуса варианта А он более 0,73—0,96).

Рис. 3. Динамическая характеристика автобусов по вариантам А и Б (штрихпунктирные линии — тяговая сила $P_{сц}$ по условию сцепления ведущих колес автобуса варианта А; штриховые — тяговая сила $P_{сц}$ по условию сцепления ведущих колес автобуса варианта Б)



Таким образом, по устойчивости автобус вариант А со смещением к левому борту двигателем тоже находится на уровне серийных автобусов «Икарус-260», ЛиАЗ-677, ПАЗ-3203, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации.

В новых городских автобусах в настоящее время делаются, как известно, двух- и трехрядные планировки, большие накопительные площадки, силовые агрегаты устанавливаются со смещением к борту. Все это обуславливает значительную разность реакций левых и правых колес, что требует применения новых графо-аналитических методов решения уравнения движения (силового баланса, динамического паспорта), выведенных из условия равенства левых и правых ведущих колес, а также из допущения, что тяговая сила по сцеплению прямо пропорциональна полной массе автобуса. Рассчитанная таким образом динамическая характеристика автобусов вариантов А и Б показана на рис. 3. Она представляет собой совокупность тяговой характеристики автобуса, т.е. зависимости тяговой силы P_T на ведущих колесах по условиям сцепления (силы $P_{сц}$, рассчитанной по наименее нагруженному колесу) их с дорогой от скорости движения и номограммы динамического фактора D для всех нагрузок.

Скоростные и тяговые качества городских автобусов оцениваются по времени разгона с места до скорости 60 км/ч и преодолеваемым подъемам (ГОСТ 20774—75). В этом случае автобус с номинальной нагрузкой при включенной низшей передаче на сухой дороге с асфальтобетонным покрытием должен преодолевать подъем не менее 20% при установившейся скорости. Автобусы вариантов А и Б будут преодолевать этот подъем при нагрузке 86 пассажиров и скорости движения 9,6 км/ч. При скорости 15 км/ч преодолеваемый подъем равен 14%. Максимальный подъем, преодолеваемый на первой передаче — 38%, на второй — 19%, на третьей — 13,8% и на прямой — 3,9%. Для сравнения: автобус ЛиАЗ-677 на первой передаче преодолевает подъем 34,6%, на второй — 18,5% и на прямой — 4,1%. По требованиям СТ СЭВ 2404—80 время разгона до 50 км/ч должно быть не более 30 с, у автобусов вариантов А и Б оно равно ~ 25 с.

В требованиях к перспективным городским автобусам стран — членов СЭВ также указано, что городские автобусы при включенной высшей передаче должны преодолевать 3%-ные подъемы со скоростью 30 км/ч. Автобусы вариантов А и Б соответствуют этому требованию только при нагрузке 86 пассажиров и менее.

Опорно-сцепные качества оцениваются величиной подъема, преодолеваемого автобусом при различном состоянии дорожного покрытия. Автобус варианта А будет преодолевать 20%-ный подъем при любой полезной нагрузке и коэффициенте сцепления шин с дорогой, равным 0,4. При снижении коэффициента сцепления колес до 0,1, что соответствует условиям движения при температуре, близкой к 273 К (0°C), подъем, преодолеваемый автобусом варианта А без нагрузки, равен 5%, при номинальной нагрузке — 4,9%. Эти показатели у автобуса ЛиАЗ-677 равны соответственно 3,4 и 4,8%.

Таким образом, анализируя свойства серийных и перспективных автобусов большой вместимости, можно сделать вывод, что оптимальным вариантом городского автобуса может быть автобус варианта А, т.е. с дизелем КамАЗ-740, расположенным сзади у левого борта, так как по основным параметрам он превосходит автобусы ЛиАЗ-677, «Икарус-260» и соответствует перспективным технико-эксплуатационным требованиям.

Внедрение этого автобуса в производство может быть поэтапным — в зависимости от поставки основных узлов, агрегатов и материалов. На первом этапе возможна установка дизеля сзади по оси кузова, т.е. выпуск нового городского автобуса следует начинать с автобуса варианта Б, который в таком случае должен быть максимально унифицирован с автобусом варианта А.

Материалоемкость автобусов предлагаемых вариантов составит 76—78 кг/пасс., что на 6—7 кг меньше, чем у автобусов ЛиАЗ-677 и «Икарус-260». Масса снаряженных автобусов в случае применения серийных и уже осваиваемых промышленностью узлов, агрегатов и материалов составит — 9140—9300 кг, а с учетом перспективных автобусных агрегатов — не более 8900 кг.

УДК 629.114.4.011.2:539.4.012.1

Снижение нагруженности несущей системы грузового автомобиля путем оптимизации соотношения угловых жесткостей рамы и подвески

Канд. техн. наук В. Н. БЕЛОКУРОВ

Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

СНИЖЕНИЕ эксплуатационных уровней напряжений автомобильных рам ведет к увеличению их долговечности, к снижению металлоемкости. Чаще всего возможность снижения напряжений ищут в оптимизации размеров сечений элементов конструкции. Однако есть и другие пути.

Как известно, напряжения зависят не только от размеров сечений, но и от величин нагрузок, действующих на конструкцию. При этом следует учитывать, что рама вместе с подвеской и другими жестко закрепленными на ней узлами (платформой, надрамником и т. д.) образует единую многократно статически

неопределимую несущую систему, жесткостные параметры которой, а следовательно, и внутренние усилия, определяются именно общим ансамблем конструкции. Значит, вопрос взаимодействия отдельных элементов несущей системы и нужно уделять внимание.

Между тем, при анализе работы рессорной подвески основное внимание уделяется работе отдельной рессоры, а не работе одновременно двух рессор при зафиксированной подвеске. Поэтому построение расчетных схем рам ведется при упрощенных схемах нагружения, чаще всего без конкретного анализа формирования усилий на кронштейнах рессор. Правда,

в работе [1] делается попытка оценить взаимодействие рамы с подвеской с учетом угловой жесткости последней, однако при этом полагается, что перекос моста относительно рамы автомобиля вызывает только вертикальные деформации рессор, т.е. такая схема может быть использована лишь для независимой подвески. В зависимых же подвесках, которые используются в подавляющем большинстве конструкций грузовых автомобилей, перекос моста относительно рамы будет вызывать не только вертикальный прогиб рессор, но также их кручение и изгиб в горизонтальной плоскости. И чем больше энергии расходуется

Автомобили и транспорт. 1983. № 6.

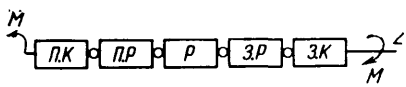


Рис. 1. Расчетная схема несущей системы двухосного автомобиля:

П.К. — передние колеса; П.Р. — передние рессоры; Р. — рама с закрепленными на ней агрегатами; З.Р. — задние рессоры; З.К. — задние колеса

на кручение рессор и их изгиб в горизонтальной плоскости, тем больше будет угловая жесткость подвески при постоянной вертикальной жесткости рессор.

Но расчетная оценка поперечной угловой жесткости рессорной подвески затруднена, так как рессору приходится рассматривать как пакет листов, на деформацию которого в основном влияют положение зон контакта, силы трения, степень защемления средних участков листов при натяжке стремянок, жесткость элементов рамы, к которым непосредственно крепятся рессоры, и т. д. Не меньшие трудности возникают и при учете деформаций шин и самой рамы. Поэтому для оценки влияния соотношения угловых жесткостей рамы и подвески на нагруженность несущей системы лучше всего использовать упрощенную схему с обобщенными жесткостными параметрами. Такая схема удобна и для экспериментальной оценки последних.

При таком подходе несущую систему можно представить как последовательное соединение n отдельных элементов, нагруженных моментами M относительно их общей оси z (рис. 1). Тогда угловая податливость системы, равная углу закручивания последней относительно оси z , будет равна сумме податливостей отдельных элементов, т. е. сумме угловых перемещений узлов несущей системы.

На рис. 2 дана схема для случая симметричного перекоса моста относительно рамы, когда левые и правые колеса опускаются и поднимаются на одинаковую высоту ($h_п = h_з$). Податливость рамы $\varphi_р$ равна разности углов поворота ее поперечных сечений на базе L автомобиля ($\theta_п - \theta_з$); податливость передних $\varphi_{п.р}$ и задних $\varphi_{з.р}$ рессор — разности углов поворота мостов и соответствующих им сечений рамы, податливость передних $\varphi_{п.к}$ и задних $\varphi_{з.к}$ колес — разности углов поворота опорных поверхностей и мостов.

В практических расчетах и при экспериментальной оценке жесткостных параметров удобнее оперировать не угловыми, а линейными перемещениями, т. е. приведенными по колею B величинами перекосов. В эксперименте величины приведенных перекосов легко определяются посредством замера угла закручивания рамы на базе автомобиля и перемещений мостов относительно рамы и опорной поверхности (напри-

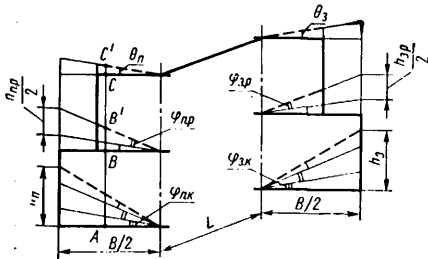


Рис. 2. Схема деформации и оценки податливостей отдельных элементов при перекосе автомобиля

мер, BC и AB на рис. 2). При несимметричном перекосе необходимо проводить замеры также в аналогичных точках по другому борту.

Полагая под угловой податливостью подвески сумму угловых податливостей передних и задних шин, а также рессор, можно построить графики (рис. 3) безразмерных величин h_p/h_0 ; M/M_p и $M/M_п$ в зависимости от отношения податливостей рамы и подвески. На рисунке h_0 — суммарный перекос автомобиля, равный удвоенной сумме ($h_п + h_з$); $M_п$ и M_p — крутящие моменты соответственно при абсолютно жесткой подвеске и раме, т. е. для случая, когда суммарный перекос компенсируется только за счет податливости рамы или подвески; M — текущее значение скручивающего момента; h_p — перекос рамы.

Полученные графики удобно использовать для анализа нагруженности несущей системы в зависимости от соотношения угловых жесткостей рамы и подвески.

Допустим, что отношение $h_p/h_п$ изменилось с 0,6 до 0,4. По графику определим, что отношение h_p/h_0 изменится с 0,375 до 0,286, т. е. угол закручивания рамы уменьшится в 1,31 раза. Однако для оценки изменения крутящего момента знать, как изменилось это отношение недостаточно — надо знать, как изменялись h_p и $h_п$. Так, если, например, уменьшилось только h_p , а $h_п$ — постоянна, то, очевидно, и $M_п$ постоянен. Тогда, воспользовавшись отношением $M/M_п$, получим, что крутящий момент увеличивается в 1,14 раза. Если же, наоборот, увеличивается $h_п$, а h_p — постоянна, то воспользовавшись отношением M/M_p , получим, что крутящий момент уменьшится на ту же величину, что и угол закручивания рамы. Если одновременно изменяются h_p и $h_п$, то изменение M определяется аналогично, т. е. полагают вначале постоянным, например, $h_п$, а затем — h_p .

Легко заметить, что нагруженность несущей системы наиболее эффективно снижается путем уменьшения угловой жесткости подвески, т. е. путем увеличения $h_п$. В этом случае уменьшается как общий скручивающий момент, так и угол закручивания рамы.

При уменьшении жесткости рамы скручивающий момент тоже уменьшается, но угол закручивания рамы увеличивается. Увеличение податливости рамы благоприятно сказывается при больших значениях $h_p/h_п$, т. е. в неподдресоренных конструкциях: в этой зоне скручивающий момент уменьшается более резко, чем увеличивается h_p . В зоне, где отношение $h_p/h_п$ меньше единицы, эффективность увеличения податливости рамы сомнительна, так как при этом h_p увеличивается быстрее, чем уменьшается скручивающий момент.

Исследования показывают, что в большинстве сечений рамы напряжения, особенно связанные со стесненным кручением, в большей мере зависят от угла ее закручивания, чем от крутящего момента.

Непосредственная оптимизация соотношения угловых жесткостей рамы и подвески путем расчетов конкретных конструкций несущих систем, как уже отмечалось, затруднена. Более реально использовать здесь схему оптимизационной доводки существующих конструкций с максимальным использованием расчетных методов. Эффективность

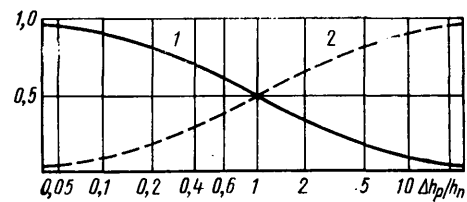


Рис. 3. Зависимость скручивающего несущую систему момента и податливости (угла закручивания) рамы от соотношения жесткостей рамы и подвески:

$$1 - M/M_п = 1/(\Delta + 1); \quad 2 - h_p/h_0 = M/M_p = \Delta/(\Delta + 1)$$

такого подхода покажем на конкретном примере двухосного автомобиля-самосвала семейства ЗИЛ-ММЗ.

Величины приведенных по базе перекосов элементов несущей системы, которые получены по результатам замеров при закручивании автомобиля на стенде путем подъема передних и задних диагонально расположенных колес (нагрузка 1) или только переднего (нагрузка 2), приведены в таблице. Из таблицы видно, что угловая жесткость задних рессор этого автомобиля в 15—25 раз больше, чем передних. (Вертикальная жесткость задних рессор всего в 1,8 раза больше передних). Резкое отличие угловых жесткостей передней и задней подвесок может быть связано как с различием в угловых жесткостях самих рессор, так и в жесткостях элементов рамы, к которым крепятся рессоры, особенно их задние концы. Усилия с заднего конца передней рессоры передаются непосредственно на лонжерон между поперечинами. В этом случае податливость соединения выше, чем у заднего конца задней рессоры, где усилия передаются через узел соединения лонжерона с поперечиной.

Нагрузка	Высота подвеса колес, мм		Приведенные по базе величины перекоса, мм					
	переднего $h_п$	заднего $h_з$	общий h_0	рамы h_p	передней рессоры $h_{п.р}$	задней рессоры $h_{з.р}$	шины переднего колеса $h_{п.к}$	шины заднего колеса $h_{з.к}$
1	180	180	360	102	178	7	28	32
2	360	0	360	106	170	11	81	15

Для оценки этих параметров шасси рассчитывали с использованием комплекса программ «РАМА» [2]. При этом рессоры, колеса и шины представляли стержнями с эквивалентными жесткостями, величины которых определяли или экспериментально (вертикальная жесткость рессор и шин), или принимали очень большими (жесткость обода колеса), или подбирали так, чтобы нагруженность рамы была близка к экспериментальной (крутильная и боковая жесткость рессор и шин). Расчеты показали, что наибольшее влияние на повышение угловой жесткости подвески оказывает крутильная жесткость рессор, которая зависит от многих факторов. В том числе от величины вертикальных нагрузок, размеров и положения зоны контакта между листами, наличия и величины зазоров между листами и хомутами, а также от степени защемления средних участков листов

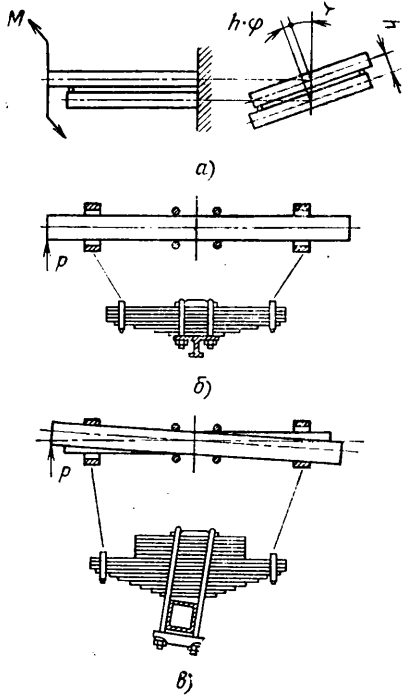


Рис. 4. Схема деформации листов рессоры (ϕ — угол закручивания):
 а — от скручивающего момента; б — от боковой силы при полном защемлении листов стремянками; в — от боковой силы при недостаточном защемлении листов стремянками

стремлянками. Закручивание отдельных листов сопровождается их взаимным смещением в боковом направлении (рис. 4, а). Отсутствие зазоров между хомутами и листами приводит к значительному увеличению угловой жесткости рессоры, так как компенсация взаимных смещений может произойти только за счет изгиба листов в горизонтальной плоскости, в направлении их наибольшей жесткости. Перекрытием этих зазоров уже при незначительных боковых нагрузках из-за недостаточного защемления средних сечений листов стремянками и объясняется большая угловая жесткость задних рессор исследуемого автомобиля.

Конструкции задних и передних рессор аналогичны. На первый взгляд, защемление средних участков листов у них осуществляется одним и тем же способом — путем прижатия к мостам стремянками. Однако на самом деле зажимающее действие стремянок различно из-за большой разницы длин стремянок и способа их крепления к мостам: передние крепятся непосредственно к мосту, а задние — через накладку, увеличивающую податливость соединения (рис. 4, б, в).

Используя данные таблицы, легко подсчитать, что для исследуемого автомобиля $h_p/h_n = 0,4$. Если податливость задней рессоры увеличить (путем, например, более жесткого защемления средних участков листов) так, чтобы отношение угловых жесткостей задней и передней подвесок стало пропорционально отношению их вертикальных жесткостей, т.е. равным 1,8, то по рис. 3 нетрудно подсчитать, что отношение h_p/h_n уменьшится до 0,3, а скручивающий момент и приведенный по базе перекося рамы — в 1,24 раза.

Все сказанное относится к случаю статического нагружения рамы. При динамическом перекося, как показывают исследования, можно ожидать еще

большого снижения нагруженности несущей системы. Но прежде чем обращаться к результатам динамических исследований, следует отметить значительную разницу в жесткостях передних и задних шин в зависимости от способа нагружения: при подъеме передних и задних диагонально расположенных колес (нагрузка 1) их жесткости приблизительно равны; при подъеме только передних колес жесткость последних уже в 5,4 раза меньше задних. Такая особенность объясняется тем, что наезд колеса на препятствие сопровождается смещением его диаметральной плоскости от вертикали. При этом даже вертикальная нагрузка деформирует шину не только в радиальном, но и в боковом направлении. Так как радиальная жесткость значительно больше боковой, то суммарная угловая жесткость шин уменьшается. Кроме того, из сдвоенных колес на горизонтальной опорной поверхности при перекося моста в основном деформируется только одна шина.

При динамическом нагружении влияние величин угловых жесткостей различных элементов подвески проявляется еще заметнее. Это хорошо видно из рис. 5, а, где показаны графики изменения величин внутренних силовых факторов ВСФ (точнее, напряжений от каждого фактора по кромке нижней полки) в сечении лонжерона перед второй поперечной рамой при переезде автомобилем единичного препятствия правыми колесами. Параметры препятствия приведены на рис. 5, б. Графики ВСФ получены по результатам тензометрических испытаний путем обработки их с использованием программ «ТЕНЗО-ВСФ» [2].

На рис. 5, а приведены также графики изменения угла перекося лонжеронов θ . Графики даны для двух скоростей переезда через препятствие: 15 км/ч (сплошные линии) и 2 км/ч (штриховые линии). Скорость здесь определена по пути, равному базе автомобиля, и промежутку времени между началом наезда переднего и заднего колес на препятствие. На графиках этих моменты совмещены.

На рис. 5, в показано изменение вертикальных усилий в передних и задних рессорах при переезде через препятствие со скоростью 15 км/ч.

Графики изменения ВСФ и угла перекося лонжеронов при переезде через препятствие с малой скоростью хорошо соответствуют форме препятствия. Величины отдельных факторов и их соотношение к между собой соответствуют статическим значениям. Все это говорит о том, что нагрузки пропорциональны перекося автомобиля. Аналогичная картина наблюдается при переезде через препятствия передним колесом со скоростью 15 км/ч. Величины ВСФ несколько больше, и наблюдается запаздывание в деформациях рамы. При переезде через препятствие задним колесом на повышенной скорости характер нагружения рамы резко изменяется.

При статическом нагружении и при переезде через препятствия с малой скоростью общий перекося автомобиля компенсируется одновременной деформацией шин, рамы и рессор пропорционально их податливостям. С повышением скорости начинает сказываться инерционность поддресоренной массы, на что указывает запаздывание в де-

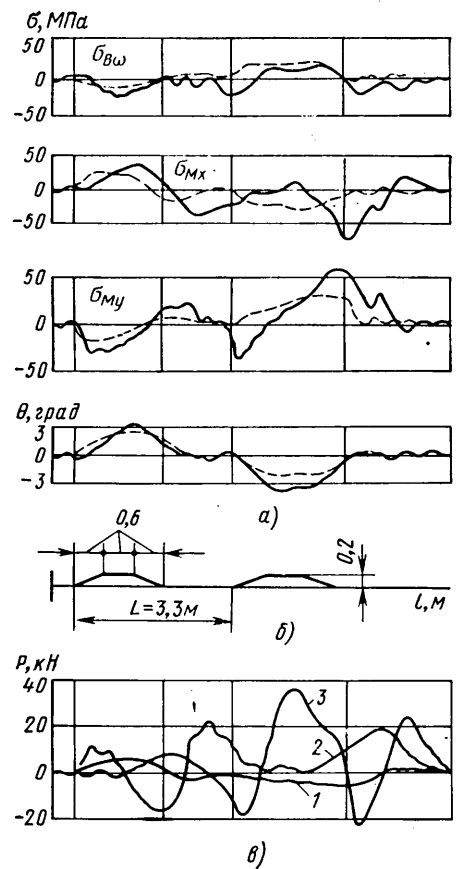


Рис. 5. Графики изменения внутренних силовых факторов:

а — напряжения на кромке нижней полки лонжерона от бимоментов B_w , вертикального M_x и горизонтального M_y изгибающих моментов, изменение перекося лонжеронов θ при скорости движения, равной 15 и 2 км/ч; б — схема ориентации графиков с размерами препятствия в момент переезда его передним и задним колесами; в — вертикальные реакции в рессорах при скорости движения 15 км/ч. (1 — косинусметричная составляющая в передней подвеске, 2 — симметричная составляющая в передней подвеске, 3 — симметричная составляющая в задней подвеске)

формациях рамы (рис. 5, а) по сравнению с деформациями рессор (рис. 5, в). В момент наезда на препятствие переднего колеса «ужесточение» рамы за счет инерционных моментов компенсируется увеличением деформаций передней подвески и передних шин. Ввиду большой податливости этих элементов увеличение нагрузок незначительно.

Процесс переезда препятствия с повышенной скоростью задним колесом можно разделить на три основные фазы. В момент наезда на препятствие общий перекося из-за инерционности поддресоренных масс и большой угловой жесткости задних рессор может компенсироваться в основном только деформациями задних шин, что, естественно, приводит к значительному увеличению на них реактивных усилий — как радиальных, так и боковых. На это указывает резкое изменение симметричной составляющей усилий в задних рессорах (кривая 3 на рис. 5, в) и горизонтального изгибающего момента M_y (рис. 5, а). Далее, по мере снижения инерционных моментов, характер деформаций приближается к статическому. И, наконец, из-за инерционности поддресоренных масс в начале съезда с препятствия наблюдается, как и в

первой фазе, резкое увеличение нагрузки.

Анализ напряженного состояния лонжерона в исследуемом сечении показывает, что с повышением скорости движения максимальные напряжения при переезде через препятствие передним и задним колесом увеличиваются соответственно в 1,2—1,3 и 1,7—1,8 раза, т. е. во втором случае приблизительно в 1,4 раза интенсивнее, чем в первом. Естественно, что для других сечений, скоростей движения и формы препятствий эти отношения будут иными. Однако есть все основания полагать, что более жестким защемлением средних участков задних рессор

общую нагруженность элементов несущей системы исследуемого автомобиля можно значительно снизить.

Заметим, что слишком большая угловая жесткость задней рессорной подвески увеличила не только напряжения, но и частоту их изменения.

Таким образом, соотношение угловых жесткостей рамы и подвески существенным образом сказывается на нагруженности несущей системы. «Мягкие» на кручение рамы целесообразно использовать для снижения нагруженности несущей системы только в недрессоренных конструкциях, в поддрессоренных этого следует добиваться путем уменьшения крутильной жест-

кости рессорных пакетов или угловой податливости крепления концов рессор (например, применять резиновые опоры). При этом особое внимание следует уделять степени защемления листов стремянками и величине боковых зазоров в хомутах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гельфгат Д. Б., Ошноков В. А. Рама грузовых автомобилей. М.: Машиностроение, 1959, с. 231.
2. Белокуров В. Н. Пути снижения металлоемкости рам грузовых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1982, № 10, с. 15—18.

УДК 629.113-592.117.001.24:536

Термонагруженность вентилируемых тормозных дисков

Д-р техн. наук А. Б. ГРЕДЕСКУЛ, кандидаты техн. наук Р. А. МЕЛАМУД, В. Я. КУШОВ, В. К. ДОЛЯ

Харьковский автомобильно-дорожный институт им. Комсомола Украины, Московский автозавод им. И. А. Лихачева

В ВОЗМОЖНОСТЬ прогнозирования теплового режима работы дискового тормоза на стадии его проектирования — вопрос весьма актуальный, так как существующие методы теплового расчета тормозного диска не дают полной картины распределения температурных полей и напряжений в этом наиболее нагруженном при нагреве элементе тормозного механизма автомобиля.

Для исследования закономерностей нагрева вентилируемых тормозных дисков разработана математическая модель теплопередачи, основанная на конечно-разностной аппроксимации процессов теплопроводности в тормозном диске по методу теплового баланса. Вследствие симметричности вентилируемого тормозного диска рассматривался только его секторный элемент, заключенный между радиальными плоскостями симметрии ребра и вентиляционного канала. Этот элемент был разбит на 70 элементарных объемов (блоков), в каждом из которых условие теплового баланса на элементарном отрезке (шаге) времени описано алгебраическим уравнением.

Теплофизические параметры материала тормозного диска (удельные теплоемкость и теплопроводность) были представлены в виде функциональных зависимостей от температуры нагрева.

Система из 70 алгебраических уравнений, описывающих условие теплового баланса в каждом блоке, и представляет собой математическую модель процессов теплопроводности в вентилируемом тормозном диске. Решая систему на каждом шаге времени, можно получить температурные поля в любой момент времени. Что и было сделано при помощи ЭВМ ЕС-1022, специально разработанного для этой цели счетного алгоритма и программы, составленной на языке ФОРТРАН.

В качестве объекта исследования был выбран передний дисковый тормоз легкового автомобиля высшего класса. Размеры тормозного диска, изготовленного из перлитного чугуна, следующие: наружный радиус ротора 150 мм, внутренний — 92 мм; толщина фрикционных дисков 7,2 мм; длина ребра, разделяющего вентиляционные каналы, 16,5 мм, его толщина — 4 мм; длина обочочки колокола 34 мм, толщина — 6 мм. Режим торможения соответствовал испытанию «I» по ОСТ 37.001.016—70, т. е. наиболее энергонагруженному из существующих тормозных испытаний легковых автомобилей. В процессе исследования рассматривалось распределение температурных полей в диске и их изменение при циклических торможениях автомобиля со скорости 120 до 60 км/ч. Время одного цикла — 45 с, число циклов — 15.

Для проверки адекватности созданной модели расчетные температурные поля были сопоставлены с результатами дорожных и стендовых испытаний. Как видно из рис. 1, результаты эксперимента хорошо согласуются с расчетом. Расхождение при третьем, четвертом и восьмом торможениях следует отнести к статистической погрешности эксперимента.

Сопоставимость результатов расчета с экспериментальными данными свидетельствует об адекватности разработанной математической модели процессов теплопроводности в вентилируемом тормозном диске.

Анализ температурных полей по образующей тормозного диска показывает, что в процессе циклических торможений максимальная температура ротора, наиболее нагретого элемента тормозного диска, изменяется от 453 К в конце первого (I) цикла торможения до 933 К в конце пятнадцатого (XV) цикла торможения.

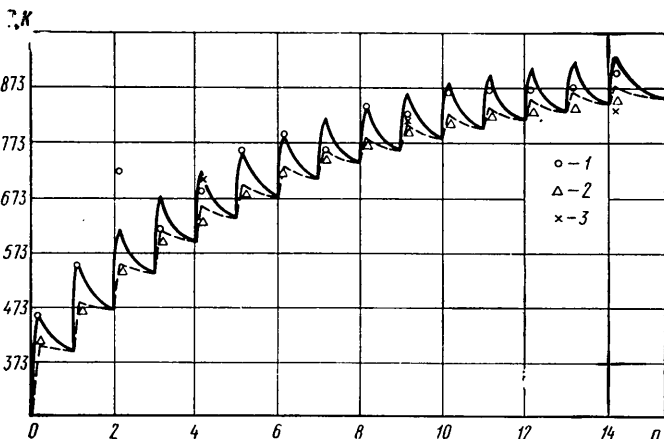


Рис. 1. Изменение температуры наружного диска на среднем его радиусе у поверхности трения (сплошные линии — расчетные, 1 — экспериментальные значения) и у поверхности вентиляционного канала (штриховые линии — расчетные, 2 — экспериментальные значения) при циклических торможениях (3 — результаты дорожных испытаний)

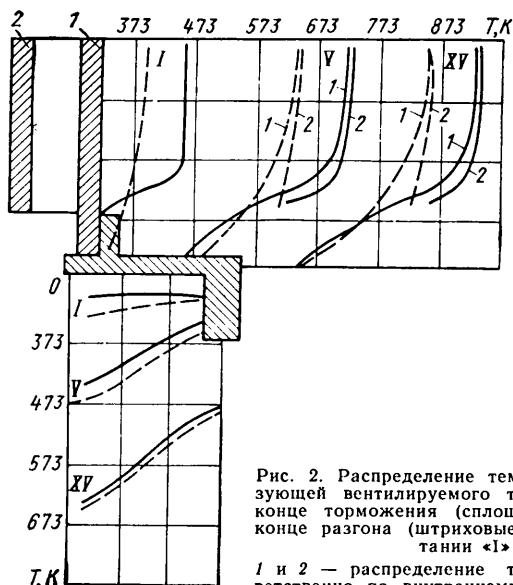


Рис. 2. Распределение температуры по образующей вентилируемого тормозного диска в конце торможения (сплошные линии) и в конце разгона (штриховые линии) при испытании «I»:

1 и 2 — распределение температуры соответственно по внутреннему и наружному дискам, I, V, XV — номера циклов торможения

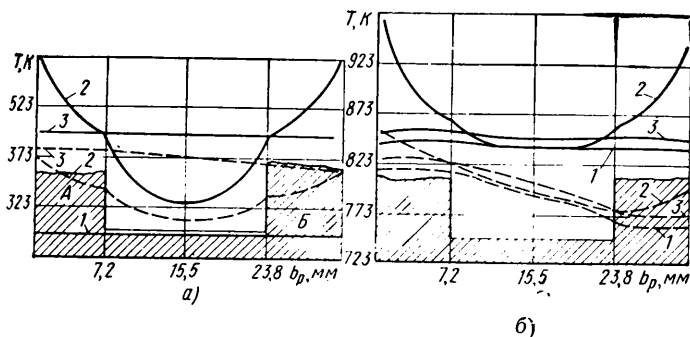


Рис. 3. Распределение температуры по толщине ротора при первом (а) и пятнадцатом (б) циклах торможений, на верхнем (сплошные линии) и нижнем (штриховые линии) радиусах ротора: 1 — перед началом торможения; 2 — в конце торможения; 3 — перед началом последующего торможения; А — наружный диск; Б — внутренний диск

цикла торможения (рис. 2). Наличие вентиляционных каналов в роторе влияет на распределение температуры по его толщине. Наибольший перепад температуры между поверхностью трения и серединой ребра наблюдается при первом торможении (рис. 3а). С увеличением количества торможений неравномерность нагрева ротора по его толщине уменьшается (рис. 3б).

Наибольшая температура тормозного диска и наибольшие градиенты температуры по его толщине наблюдаются на внешней окружности. Вследствие несимметричности граничных условий по толщине ротора, обусловленной наличием теплоотвода от внутреннего диска в колокол, нагрев диска по толщине неравномерный. Объемная температура наружного диска выше, чем внутреннего. Величина перепада температуры возрастает с уменьшением текущего радиуса ротора и с увеличением числа циклов, достигая наибольшего значения (328 К) на внутренней окружности ротора при пятнадцатом торможении.

Наличие температурных полей в элементах тормозного диска позволяет рассчитать действующие в нем термические напряжения. Правда, описать процесс температурной деформации одним дифференциальным уравнением не представляется возможным, однако деформацию отдельно для ротора и колокола удается описать при помощи нескольких дифференциальных уравнений.

В общем случае деформации растяжения и изгиба круглой пластины, которой по существу и является ротор тормозного диска, связаны между собой системой совместных дифференциальных уравнений. Однако для пластин, имеющих плоскость симметрии, деформации растяжения и изгиба могут быть разделены, что позволяет провести их расчет отдельно. Ротор исследуемого диска такую плоскость имеет, поэтому радиальные перемещения на его текущем радиусе, угловые деформации ротора и деформации колокола могут быть описаны тремя известными [1 и 2] дифференциальными уравнениями.

Эти уравнения имеют интегральные решения, постоянные интегрирования в которых определяются из условий равенства сил, моментов и деформаций в месте стыка ротора с колоколом, отсутствия силовых факторов на внешнем радиусе ро-

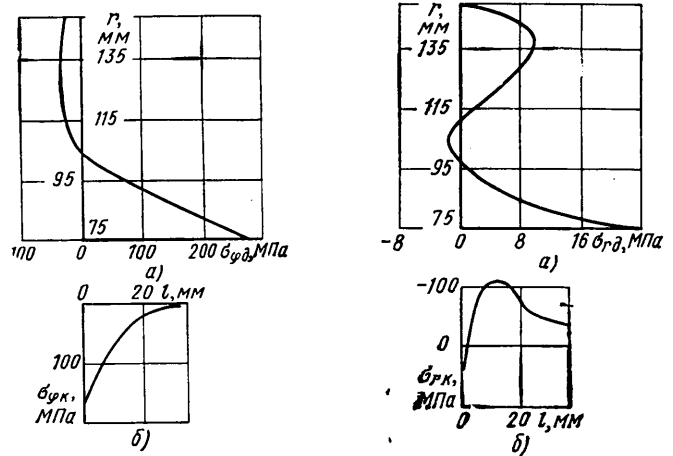


Рис. 4. Распределение окружных напряжений по радиусу ротора r (а) и длине колокола l (б)

Рис. 5. Распределение радиальных напряжений по радиусу ротора r (а) и нормальных напряжений по длине колокола l (б)

тора, а также известных деформаций в месте крепления колокола, определяемых температурой нагрева ступицы и колокола в месте крепления диска тормоза.

Совместное решение трех уравнений деформации позволяет определить погонные радиальные силы и моменты, погонные окружные силы и моменты, действующие по радиусу ротора, погонные радиальные и окружные силы, а также погонные изгибающие моменты, действующие по длине колокола.

Зная силы и моменты, действующие в различных сечениях тормозного диска, можно определить термические напряжения в роторе и колоколе.

Для решения задачи по определению термических напряжений в диске тормоза была составлена, как уже упоминалось, специальная программа для ЭВМ ЕС-1020. Анализ выполненного расчета показал, что максимальные термические напряжения в тормозном диске наблюдаются к концу пятнадцатого торможения. Наибольшую величину (280 МПа) имеют окружные напряжения в роторе в месте его соединения с колоколом (рис. 4), а на порядок меньшую — радиальные (рис. 5), в результате чего не могут существенно влиять на прочность детали. Механические напряжения, возникающие в диске из-за действия тормозного момента, в 2,5—3 раза меньше, чем термические. Это означает, что при проектировании тормозных дисков температурные напряжения обязательно нужно учитывать, так как они в значительной степени определяют прочность данной детали автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И. А. Круглые пластинки и оболочки вращения. М.: Оборонгиз, 1961. 358 с.
2. Кан С. Н. Строительная механика оболочек. М.: Машиностроение, 1966. 508 с.

УДК 629.114.3-592.001.24:536

Тепловой расчет тормозных механизмов автомобильных прицепов

Канд. техн. наук Г. С. ГУДЗ, канд. техн. наук П. И. ЕРЕМЕНКО, М. В. ГЛОБЧАК

Львовский политехнический институт

В СВЯЗИ с интенсивным ростом выпуска автомобильных прицепов актуальным становится создание инженерных методов теплового расчета их тормозных механизмов на режимах испытаний, регламентируемых ОСТ 37.001.016—70. Последние по методике проведения испытаний «I» отличаются от других категорий автотранспортных средств. При этом практический интерес представляет решение многофакторной задачи, т. е. задачи определения температуры t поверхности трения тормозного механизма в зависимости от количества генерируемого тепла Q , ши-

рины b_x пояса трения тормозного барабана, коэффициента α теплоотдачи материала, толщины b_y стенки и радиуса r_0 трения тормозного барабана.

Ее решали методами планирования экспериментов и моделирования, общая методика которых описана ранее¹. В связи с этим была составлена матрица дробного факторного эксперимента (табл.

¹ Исследование температурного режима тормозных механизмов методами моделирования и планирования экспериментов / Г. С. Гудз, П. И. Еременко, А. Г. Кусый, В. Н. Кобылянский. — Автомобильная промышленность, 1979, № 10, с. 20—22.

1), поскольку сочетание данного метода с методом движения по градинету дает большие преимущества при решении задач оптимизации.

В табл. 2 приведены нулевой, нижний и верхний уровни факторов, а также интервалы варьирования, при помощи которых осуществляется переход от натуральных независимых переменных к кодовым.

Допустимые уровни изменения конструктивных факторов приняты на основании анализа конструктивных параметров тормозных механизмов автотранспортных средств категории «0». Для ис-

Таблица 1

№ опыта	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₅	Температура, К	
							Испытания «I»	Испытания «II»
1	+	+	+	+	+	+	989,65	781,7
2	+	+	+	+	+	+	422,65	393,7
3	+	+	+	+	+	+	373,15	363,7
4	+	+	+	+	+	+	675,2	594,7
5	+	+	+	+	+	+	413,2	371,2
6	+	+	+	+	+	+	793,2	595,2
7	+	+	+	+	+	+	672,2	531,2
8	+	+	+	+	+	+	350,2	343,2
9	+	+	+	+	+	+	399,2	367,2
10	+	+	+	+	+	+	778,7	618,2
11	+	+	+	+	+	+	683,7	606,7
12	+	+	+	+	+	+	334,15	329,2
13	+	+	+	+	+	+	792,2	605,7
14	+	+	+	+	+	+	380,7	352,2
15	+	+	+	+	+	+	353,65	331,7
16	+	+	+	+	+	+	578,2	471,2

следования применяли чугунные барабаны и накладки на асбокаучуковой основе. Режимы испытаний «I» и «II» взяты по ОСТ 37.001.016—70.

Согласно составленной матрице электро моделированием получены температуры поверхностей трения. Обработка матрицы при помощи ЭВМ «Наири-К» позволила определить значения коэффициентов регрессии и их взаимодействий, а затем, с использованием кодовых переменных, составить уравнения для определения температуры поверхности трения тормозных механизмов в конце предварительных этапов испытаний «I» и «II»:

$$\begin{aligned}
 t' &= 862,75 + 0,000311 Q' - 1,7857 r_6 - \\
 &\quad - 2,676 b_x - 2,16 \alpha - 18,78 b_y - \\
 &\quad - 0,00000049 Q' r_6 - 0,00000051 Q' b_x - \\
 &\quad - 0,00000021 Q' \alpha - 0,00000196 Q' b_y + \\
 &\quad + 0,0058 r_6 b_x + 0,007 r_6 \alpha + 0,0381 \times \\
 &\quad \times r_6 b_y + 0,003 b_x \alpha + 0,057 b_x b_y + \\
 &\quad + 0,0473 \alpha b_y; \\
 t'' &= 623,61 + 0,000155 Q'' - 0,669 r_6 - \\
 &\quad - 2,0439 b_x - 2,2079 \alpha - 6,556 b_y - \\
 &\quad - 0,000000289 Q'' r_6 - 0,000000186 Q'' b_x - \\
 &\quad - 0,0000001865 Q'' \alpha - \\
 &\quad - 0,000000713 Q'' b_y + 0,005625 r_6 b_x + \\
 &\quad + 0,000709 r_6 \alpha - 0,01625 r_6 b_y + \\
 &\quad + 0,000699 b_x \alpha + 0,04125 b_x b_y + \\
 &\quad + 0,0446 \alpha b_y.
 \end{aligned}$$

Результаты исследования влияния отдельных факторов на температурный режим тормозных механизмов показаны на рисунке. Как видно из рисунка, наиболее заметно влияющим на эту температуру конструктивным фактором является ширина пояса трения. В частности, ее увеличение с 60 до 140 мм при испытаниях обоих типов снижает температуры тормозных механизмов на 15—20%. Что касается коэффициента теплоотдачи, то его влияние более заметно при испытаниях «II» (около 25%), чем при испытаниях «I» (всего 4%).

Таблица 2

Уровень и интервал	X ₁		X ₂	X ₃	X ₄	X ₅
	Q', Дж	Q'', Дж	r ₆ , мм	b _x , мм	α, Вт/(м ² ·К)	b _y , мм
Нулевой	2365655	3443807	200	100	81,41	17
Верхний	4019520	5861800	220	140	127,93	21
Нижний	711790	1025815	180	60	34,89	13
Варьирования	1653865	2417992	20	40	46,52	4

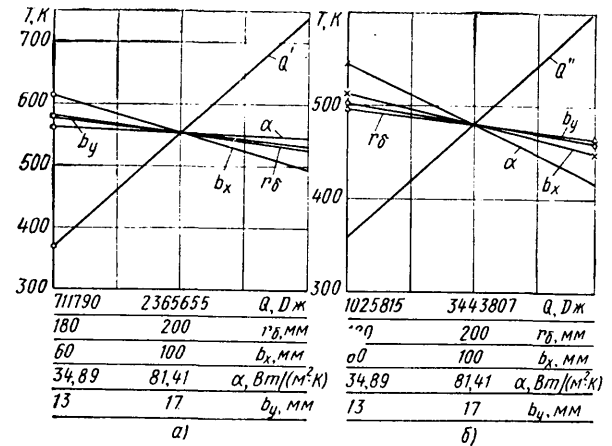
Примечание. Q' — количество генерируемого тепла при испытаниях «I»; Q'' — то же при испытаниях «II».

Это объясняется разной продолжительностью процесса торможения при разных испытаниях: движение буксируемого прицепа при испытаниях «I» длится 2,5 мин, а при испытаниях «II» — 12

конце предварительного этапа испытаний «I» и «II».

Из таблицы видно, что температуры поверхностей трения тормозных механизмов прицепов находятся в пределах,

Влияние различных факторов на температурный режим тормозного механизма прицепа при предварительных этапах испытаний «I» (а) и «II» (б)



мин. Степень влияния других конструктивных факторов тормозных механизмов (радиуса и толщины стенки барабана) на температуры поверхностей трения практически не зависит от режима испытаний и составляет 8—10%.

где нет значительного снижения эффективности торможения тормозами с накладками на асбокаучуковой основе. Математическая модель задачи была уточнена по результатам стендовых испытаний тормозных механизмов.

Таблица 3

Марка прицепа	Тормозной механизм	Параметры						Температура, К	
		r ₆ , мм	b _x , мм	b _y , мм	α, Вт/(м ² ·К)	Q', Дж	Q'', Дж	t'	t''
СМЗ-710В	Передний	180	60	16	34,89	904392	1314718	469	421
	Задний	180	60	16	34,89	711790	1030002	439	399
ГКБ-817	Передний	210	140	20	34,89	2080939	3048136	449	439
	Задний	210	140	20	34,89	1632930	2394964	406	402

Следует отметить, что влияние отдельных факторов на температурный режим тормозных механизмов, характер которого приведен на рисунке, не раскрывает истинной картины явления, так как на конечной температуре неизбежно сказывается взаимодействие факторов.

В табл. 3 приведены результаты расчета температур поверхностей трения тормозных механизмов двух прицепов в

Таким образом, полученные на основе применения моделирования и планирования экспериментов зависимости можно рекомендовать для определения температур пар трения барабанных тормозных механизмов автомобильных прицепов, в том числе и специальных многоосных прицепов, на типовых режимах испытаний. При этом необходимо учитывать распределение тормозных сил между всеми осями автопоезда.

Динамические характеристики тормозных механизмов легковых автомобилей с АБС

Канд. техн. наук А. С. ФЕДОСОВ

Харьковский автомобильно-дорожный институт им. Комсомола Украины

СТАТИЧЕСКИЕ и функционально связанные с ними статистические характеристики тормозных механизмов достаточно хорошо изучены и получили широкое освещение в технической литературе. Что же касается динамических характеристик, то им начали уделять внимание только в последнее время — в связи с настоятельной необходимостью создания антиблокировочных систем (АБС). Однако имеющиеся по этой теме немногочисленные публикации касаются лишь крайне ограниченного числа объектов исследования, что не позволило пока сделать обобщающий вывод. Более того, даже частные выводы порой противоречат один другому. Последнее обстоятельство объясняется, по-видимому, не только различием методик экспериментов, но и некоторыми их недостатками. Поэтому рассматриваемые ниже особенности динамического режима работы тормозного механизма в аспекте его применения в качестве составного звена антиблокировочной системы должны представлять определенный интерес для специалистов. Кроме того, результаты исследований дополняют некоторые частные результаты, изложенные в работе [1].

Динамические (амплитудно-, фазочастотные и временные) характеристики снимались для отечественных серийных и опытных образцов дисковых и барабанных тормозов, а также для некоторых новых тормозных механизмов зарубежных фирм. Кроме того, амплитудно- и фазочастотные — при подаче в рабочий цилиндр давления, изменяющегося по простому гармоническому закону (синусоида) в диапазоне линейных частот от 0,1 до 50 с⁻¹ (верхний предел в несколько раз превышает возможный уровень частоты работы противоблокировочной системы), временные — при давлении в рабочем цилиндре, приблизительно соответствующем переходной функции аperiodического звена с постоянной времени ~0,02 с. (Такое изменение давления обеспечивалось при помощи электроклапана).

Оциллограммы изменения момента M в функции приводного давления p , изменяющегося по гармоническому закону (a) и при срабатывании электроклапана (b), показаны на рис. 1.

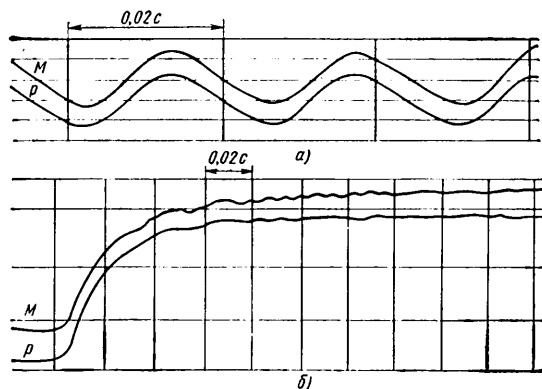


Рис. 1. Типичные оциллограммы динамического процесса работы тормозных механизмов:

a — гармоническое воздействие с частотой 40 Гц; b — переходный процесс

Рис. 2. Динамические характеристики системы (заштрихована зона 95% доверительного интервала):

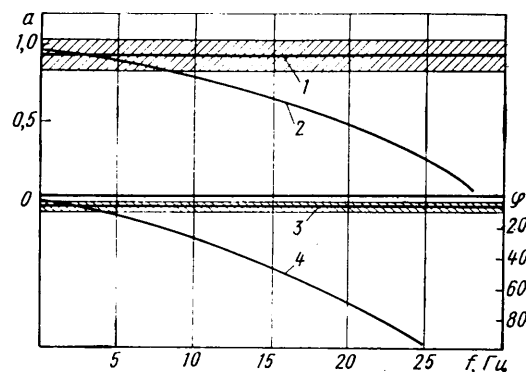
1 и 2 — амплитудные характеристики тормозного механизма и тормозного механизма с трубопроводом длиной 0,7 м; 3 и 4 — фазовые характеристики тормозного механизма и тормозного механизма с трубопроводом длиной 0,7 м

качества отмечались у дискового тормоза с открытыми направляющими скобы после длительного периода эксплуатации, что объясняется наличием ржавчины и коррозии на направляющих, колеске и суппорте.

Указанная выше особенность динамического режима не позволяет отождествить тормозной механизм с каким-либо линейным динамическим звеном. В то же время амплитудно-фазочастотная характеристика (рис. 2) полностью соответствует линейным моделям частотно-независимого внутреннего трения [2], описывающим динамические процессы в системах с распределенными параметрами при помощи линейных дифференциальных уравнений. Эти модели просты, хорошо изучены и удобны в практическом применении. (Следует пояснить, что по отношению к входному p и выходному M воздействиям гистерезисные потери с полным основанием можно отнести к внутренним потерям динамической системы, так как они определяются трением большого числа деталей, вызванным взаимными перемещениями, происходящими, вообще говоря, одновременно).

Можно выделить следующие режимы работы тормоза в составе антиблокировочной системы: периодические колебания приводного давления при постоянном или медленно изменяющемся среднем давлении; переход из одного статического состояния в другое. Такое разбиение режимов при условии, что собственная частота тормозного механизма более чем на порядок выше частоты системы, позволяет получить элементарно простые модели. Так, для режима гармонических колебаний в соответствии с работой [2] справедлива зависимость $M(t) = kp(t - \varphi/2\pi f)$, причем колебания момента происходят с постоянным сдвигом фазы на угол, равный $\arctan \nu$ (ν — коэффициент потерь). Если рассматривается переходный режим из одного статического состояния в другое, то тормоз можно считать безынерционным звеном, поскольку его постоянная времени, по крайней мере, на порядок меньше, чем у модулятора давления.

Другие звенья, участвующие в функциональном процессе антиблокировоч-



ной системы (трубопроводы, модулятор, подвески, шина и др.), имеют значительно большее запаздывание по фазе. Это хорошо видно из рис. 2, где приведены (для сравнения) амплитудно-фазочастотные характеристики тормозного механизма, соединенного с модулятором посредством стандартного металлического трубопровода длиной 0,7 м. По-видимому, включение измерительного манометра через трубопровод при проведении экспериментальных исследований и явилось причиной сделанного в работе [3] вывода о низких динамических качествах тормоза — вывода, который явно противоречит рассматриваемым в данной статье результатам.

Некоторые проблемы повышения динамических качеств звеньев антиблокировочных систем могут быть решены

конструктивно. Например, путем установки модулятора непосредственно у рабочего цилиндра и применения подвесок, обладающих большой крутильной жесткостью (типа «качающаяся свеча» и др). Другие же, например, улучшение динамических характеристик шин и модулятора, настолько сложны, что их решение может затянуться на неопределенное время. В связи с этим наиболее приемлемым способом решения проблемы следует считать разработку и практическую реализацию таких алгоритмов функционирования системы, которые не допускают потери ее устойчивости и, следовательно, не требуют высоких динамических качеств ее звеньев.

В заключение отметим, что высокие динамические качества тормозных механизмов выпускаемых сейчас легковых

автомобилей позволяют использовать их без каких-либо ограничений во всех известных конструкциях антиблокировочных систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федосеев А. С., Будько И. И. Исследование гистерезисных потерь в тормозных механизмах легковых автомобилей. Рукопись деп. в УкрНИИТИ, № 1696. Харьков, 1979, 10 с.
2. Цейтлин А. И. О линейных моделях частотно-независимого внутреннего трения. — Изв. АН СССР. Механика твердого тела, 1979, № 3, с. 18—28.
3. Shafer T. C., Howard D. M., Carp R. W. Design and performance considerations for a passenger car antiskid system. — SAE Preprint, 680458, 1968, p. 9.

УДК 629.113-598.001.5

Тормозные свойства трехосного автомобиля с АБС

Канд. техн. наук А. А. РЕВИН, П. Н. МАРТИНСОН

Волгоградский политехнический институт

ИЗВЕСТНО, что одним из наиболее перспективных способов повышения активной безопасности автомобилей при торможении является применение антиблокировочных систем (АБС) в приводе тормозов.

При создании такой системы для конкретного автомобиля необходимо знать не только оптимальные характеристики основных ее элементов — датчиков состояния колес, модуляторов, блоков управления, — но и их функциональные связи. Без этого нельзя оценить, как система будет влиять на тормозные свойства создаваемого автомобиля.

На примере двухосных автомобилей уже доказано, что в определенных условиях эксплуатации неправильный выбор схемы АБС приводит к значительному ухудшению показателей устойчивости и эффективности — эти показатели могут стать ниже, чем при торможении традиционным способом («юзом»). Что касается автомобилей с тремя и более осями, то здесь задача выбора структурной схемы установки АБС оказывается сложнее, так как в этом случае число возможных вариантов увеличивается. Более важную роль играет и эко-

номический аспект задачи: система должна эффективно работать при наименьшем количестве ее элементов.

Исследования тормозных свойств трехосных автомобилей с противоблокировочными системами, как и автомобилей двухосных, велось комплексно: математическим моделированием, а затем проверкой соответствия теоретических результатов натурным дорожным экспериментам.

Математическое описание динамики торможения проводилось на основе многомассовой пространственной расчетной схемы автомобиля. Система дифференциальных уравнений описывала движение центра масс в продольном и поперечном направлениях, разворот автомобиля относительно вертикальной оси, динамику затормаживаемых колес, кинематические связи и колебания мостов балансирной подвески. Свойства опорной поверхности задавались углами продольного и поперечного уклона дороги, коэффициентом сцепления, аппроксимированным для различных типов и состояния покрытия дороги при помощи полиномиальной зависимости в функции от проскальзывания и линейной

скорости. Параметры тормозного привода моделировались на основе экспериментальных данных с учетом реальных темпов изменения тормозного момента, гистерезиса тормозных механизмов, времени задержки срабатывания системы.

Разработанный универсальный алгоритм расчета позволяет при выбранной связи датчиков колес и модуляторов реализовать в модели практически любые схемы АБС (с индивидуальным и групповым управлением, двух- и трехфазным циклом работы), а также торможение «юзом». Причем реализовать в типичных эксплуатационных условиях: при изменении эффективности действия тормозных механизмов, степени загрузки и положения груза в кузове, темпах нарастания и падения тормозного момента на колесах, запаздывания при отработке команд блока управления АБС; поперечной неравномерности коэффициента сцепления, а также на поверхности с продольными и поперечными уклонами и т. д. Эффективность и устойчивость автомобиля оценивались по траектории движения центра масс, т. е. по продольным и поперечным отклонениям и курсовому углу. Наиболее приемлемыми оказались шесть вариантов антиблокировочных систем (независимая на всех мостах; зависимая на всех мостах; зависимая на переднем мосту, зависимая на переднем мосту, зависимая на тележке; независимая на переднем мосту, зависимая на одном заднем; зависимая на переднем мосту, групповая зависимая на тележке; зависимая на переднем мосту и одном заднем).

Их относительная стоимость соответственно равна: 100, 52—56, 52—56, 51—55, 32—38, 31—37%.

Все схемы были реализованы при дорожных испытаниях. Они проводились при фиксированном в нейтральном положении рулевого колеса, а также при коррекции водителем траектории на прямолинейном участке дороги и повороте. Число заездов определялось в соответствии с методами планирования экспериментов. Осциллограмма процесса торможения снаряженного автомобиля с зависимым низкочоро-

Автомобильная промышленность, 1983, № 6.

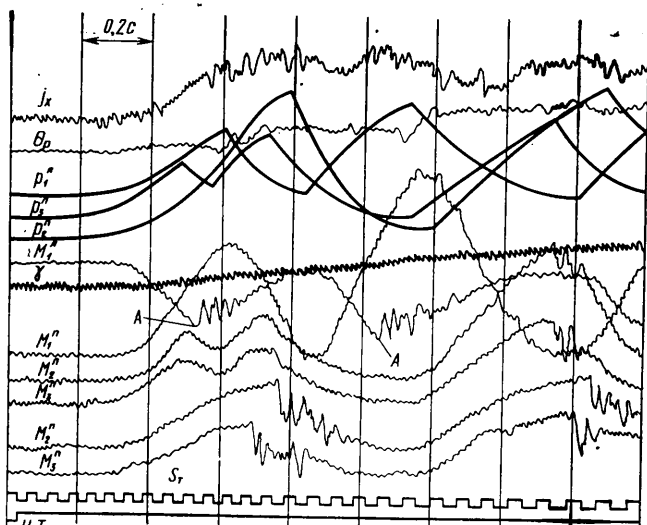


Рис. 1. Осциллограмма записи процесса торможения снаряженного автомобиля, оборудованного зависимой на переднем мосту и зависимой бортовой на задней тележке антиблокировочной системой (индексы «1», «2», «3» — соответственно передний, средний и задний мост; Н.Т. — начало торможения):

j_x — продольное замедление; θ_p — угол поворота управляемого колеса; γ — курсовой угол; S_T — момент «пятого колеса»; $M_i^{n,p}$ — тормозные моменты на колесах; $p_i^{n,p}$ — давление в тормозных камерах ($i=1, 2, 3$)

говым регулированием на переднем мосту и по каждому из бортов балансирующей на дороге с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления («сухой асфальт — загрязненный мокрый асфальт») с начальной скорости, равной 40 км/ч, приведена на рис. 1. В процессе торможения водитель осуществлял коррекцию траектории.

Из осциллограммы видно, что различная реализация тормозных сил по бортам автомобиля на задних колесах приводит к возникновению поворачивающего момента, действующего на автомобиль в горизонтальной плоскости. Этот момент нарушает курсовую и траекторную устойчивость автомобиля. Однако, несмотря на сравнительно низкую частоту (1,5—2,5 Гц) срабатывания системы, водитель удерживает автомобиль на заданной траектории с незначительными отклонениями курсового угла ($\gamma \approx 5^\circ$) и поперечного смещения центра масс ($y \approx 0,2$ м) как в течение всего процесса, так и в конце торможения.

Управляемые колеса сохраняли свои функции, несмотря на частичный «юз» левого колеса M_1^L , затормаживаемого на поверхности с низкими сцепными свойствами (точка А). При этом регулируемое совместно с ним правое колесо M_1^P не доводилось до «юза» в течение всего процесса. При бортовом управлении колесами, находящимися в одинаковых по сцеплению условиях, наблюдается периодическое блокирование обоих колес.

На рис. 2 представлены зависимости параметров траектории торможения грузового автомобиля с различными схемами установки АБС и закрепленным рулем в условиях «микст» ($\varphi_{1,2} = 0,7/0,3$), полученные при наблюдаемом в эксплуатации общем снижении эффективности действия тормозных механизмов (когда «юз» колес на сухой поверхности с высокими сцепными свойствами отсутствует). Отклонения траектории при торможении без АБС получаются за счет движения с уводом, так как заблокированные колеса способны воспринимать значительную боковую нагрузку. Увеличение эффективности тормозных механизмов и блокирование колес приводит к резкому заносу автомобиля (рис. 2, штриховая линия).

Сравнительный анализ показывает, что наименьшие поперечные отклонения и курсовой угол при торможении автомо-

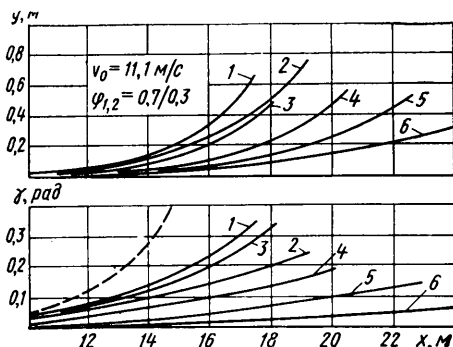


Рис. 2. Изменение параметров траектории торможения грузового автомобиля с различными схемами АБС на поверхности с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления:

1 — независимая на всех мостах; 2 — независимая на переднем мосту и зависимая на заднем; 3 — без АБС; 4 — зависимая на переднем мосту, зависимая бортовая на тележке; 5 — зависимая на переднем и заднем мосту; 6 — зависимая на всех мостах

биля в условиях «микст» получены для зависимой схемы на всех мостах. Однако при этом увеличение тормозного пути (по сравнению с независимой схемой и «юзом») составило 45%. Схема с зависимым регулированием на переднем мосту и бортовым на тележке существенно повышает эффективность торможения при незначительном увеличении бокового смещения.

Рост поперечной неравномерности коэффициента сцепления усиливает влияние схемы установки системы на потенциальные свойства автомобиля в целом. Так, при исследовании торможения всех колес «юзом» на поверхности «сухой асфальт — лед» с начальной скорости, равной 40 км/ч, наблюдался резкий занос автомобиля с разворотом до $90-100^\circ$ при незначительном смещении центра масс ($y \approx 0,2$ м). Использование зависимой схемы на всех мостах обеспечило курсовую устойчивость ($y \approx 0,9$ м, $\gamma \approx 0,05$ рад) за счет существенного возрастания тормозного пути (в 3,5 раза по сравнению с независимой схемой регулирования). Следует отметить, что улучшение качества работы исполнительных элементов привода (повышение темпов и сокращение периода запаздывания) усиливает тенденцию снижения эффективности при применении зависимых схем.

Полученные результаты показывают, что на дорогах с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления $\varphi_{1,2} = 0,7/0,1$ при торможении с фиксированным в нейтральном положении рулевым колесом автомобиль выходит из коридора безопасности с любыми схемами АБС. Вместе с тем при схемах с регулированием колес по борту, независимой на всех мостах, независимой на переднем мосту и зависимой на заднем водитель может удержать автомобиль на прямолинейной траектории даже при частичном проскальзывании колес.

Параметры торможения снаряженного автомобиля (в условиях 30%-ной бортовой неравномерности действия тормозных механизмов) показаны на рис. 3.

Из рисунка видно, что неравномерность торможения колес существенно сказывается прежде всего на эффективности и устойчивости торможения с зависимой схемой установки антиблокировочной системы на всех мостах. При этом тормозной путь возрастает (по сравнению с торможением автомобиля «юзом» или с независимой системой) на 20%. боковое отклонение на 0,6 м, курсовой угол на 5° . Компромиссные варианты схем (зависимая на переднем мосту, зависимая бортовая на тележке; зависимая на переднем и заднем мосту) дают промежуточные значения отклонений и тормозного пути. Независимое регулирование на колесах, как это отмечалось у двухосных автомобилей, способствует в этих условиях стабилизации движения даже при фиксированном рулевом управлении.

При торможении автомобиля с зависимой на всех мостах схемой установки системы на повороте радиусом, меньшим 30 м с начальной скоростью 40 км/ч отмечалось снижение (по сравнению с зависимой на переднем мосту и зависимой по борту тележки схемой) эффективности на $\sim 20\%$, что объясняется значительным уменьшением нормальных нагрузок на внутренних, по отношению к траектории, колесах и недоиспользо-

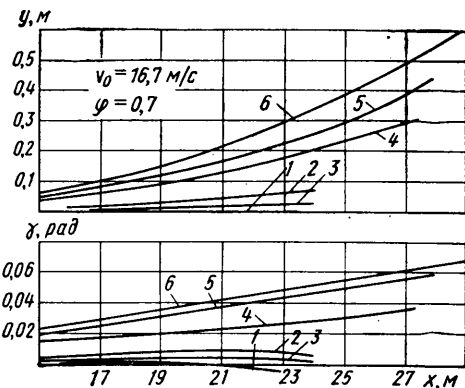


Рис. 3. Изменение параметров траектории торможения порожнего автомобиля с различными схемами АБС в условиях 30%-ной бортовой неравномерности действия тормозных механизмов (обозначения те же, что на рис. 2)

ванием силы сцепления внешними колесами. Аналогичная тенденция наблюдается для зависимой на всех мостах и зависимой по переднему и заднему мосту схем при движении по дороге с увеличенным поперечным уклоном.

Значительное влияние на степень проявления схемных особенностей АБС при их работе на грузовых многоосных автомобилях оказывают функциональные параметры исполнительных элементов, включающие гистерезис тормозов. Так, для схемы с зависимым мостовым регулированием снижение времени запаздывания с 0,09 до 0,03 с привело к увеличению пути торможения на поверхности типа «микст» с 9,6 до 15,7 м (начальная скорость 20 км/ч). Повышение темпов нарастания и падения тормозного момента необходимо согласовывать с временем задержки, поскольку высокие темпы при большом времени задержки срабатывания приводят к продолжительным периодам нахождения колес в заблокированном и полностью расторможенном состоянии, что сводит на нет преимущества системы.

Совершенство элементов АБС повышает качество более экономичной схемы (с управлением только на переднем и заднем мосту), так как при этом увеличивается способность регулируемых колес воспринимать боковую нагрузку без скольжения, а возмущающий момент от среднего моста не способен вызывать значительных отклонений траектории при одновременном сохранении хороших показателей по эффективности.

Несмотря на низкую относительную стоимость схемы с групповым управлением задних колес, ее применение приводит к значительному ухудшению комфортабельности и эффективности торможения на поверхности с высокими сцепными свойствами.

Проведенные исследования показали возможность существенного повышения тормозных свойств трехосных автомобилей в различных эксплуатационных условиях при оптимальном выборе структурной схемы АБС (см. таблицу). Однако следует помнить, что стремление к обеспечению курсовой устойчивости даже при небольшом усложнении системы ведет к противоречию с реализуемой эффективностью. Примером может служить зависимая на всех мостах схема: она обладает повышенной чувствительностью к неравномерности действия тормозных механизмов и увеличивает тор-

Условия торможения	Без антиблокировочной системы			Независимая на всех мостах			Зависимая на всех мостах			Зависимая на переднем мосту, зависимая бортовая на тележке			Зависимая на переднем и заднем мосту			Независимая на переднем мосту, зависимая на заднем		
	S _T , м	y, м	γ, рад.	S _T , м	y, м	γ, рад.	S _T , м	y, м	γ, рад.	S _T , м	y, м	γ, рад.	S _T , м	y, м	γ, рад.	S _T , м	y, м	γ, рад.
Поперечный уклон дороги, γ _д =0,035; v ₀ =60 км/ч; φ=0,7	23,9	0,57	0,02	23,6	0,36	0,03	23,8	0,34	0,03	24,5	0,35	0,03	23,8	0,36	0,02	23,8	0,37	0,03
«Микст», φ ₁₂ =0,7/0,3, v ₀ =40 км/ч (груженный автомобиль)	18,1	0,48	0,35	17,5	0,67	0,35	25,7	0,39	0,07	20,5	0,54	0,2	22,8	0,52	0,13	19,3	0,76	0,25
«Микст», φ ₁₂ =0,7/0,1, v ₀ =40 км/ч	19,3	-0,11	1,4	19,2	1,35	0,20	70,8	1,01	0,04	29,4	1,66	0,15	38,9	1,8	0,12	30,5	1,4	0,13
Неравномерность действия тормозов 30%, v ₀ =60 км/ч, φ=0,7	24,0	0,02	0,01	23,4— 26,9	0,01— 0,08	0,01— 0,02	29,0— 29,2	0,6— 0,25	0,07— 0,02	27,6— 29,1	0,31— 0,13	0,04— 0,02	27,9— 27,8	0,44— 0,16	0,06— 0,02	24,1— 26,8	0,06— 0,03	0,01— 0,01
«Микст», φ ₁₂ =0,7/0,1, v ₀ =20 км/ч	5,0	-0,03	0,33	5,0— 6,1	0,2— 0,02	0,09— 0,4	12,1— 8,5	0,16— 0,24	0,03— 0,07	7,0— 6,8	0,16— 0,13	0,06— 0,32	8,5— 6,9	0,17— 0,19	0,05— 0,08	5,6— 6,1	0,22— 0,42	0,08— 0,16

Примечание. Нижние значения — для увеличенного времени задержки срабатывания системы.

мозной путь на повороте и поверхности типа «микст». Более перспективными представляются схемы с включением независимого по осям регулирования, а также наиболее экономичная по расходу воздуха и стоимости зависящая на переднем и заднем мосту схема, которые при существенном повышении эффективности торможения позволяют водителю удерживать автомобиль на траектории в условиях «микст». Однако снижение качества обработки командных сигналов блока управления системой «модулятор —

привод — тормоз — колесо» сглаживает влияние особенностей структурных схем на свойства автомобиля и уменьшает возможность коррекции траектории при торможении. При запаздывании в обработке сигнала на 0,08—0,09 с и более обеспечение устойчивости на поверхности со значениями «микст», близкими к предельным («сухой асфальт—лед»), возможно лишь при использовании зависимой на всех мостах схемы с зависимым низкочастотным регулированием (за

счет существенного снижения, по сравнению с «юзом», эффективности). Одновременное обеспечение эффективности и устойчивости автомобиля без учета действий водителя возможно, но лишь при значительном усложнении АБС (устройства автоматического слежения за траекторией). Компромиссным вариантом являются гибридные схемы, обладающие свойствами зависимых при торможении на поверхностях с низкими сцепными свойствами и независимых — с высокими.

УДК 629.113-598.004:629.114.77

Результаты опытной эксплуатации антиблокировочной тормозной системы на пожарных автомобилях-цистернах

Канд. техн. наук Л. В. ГУРЕВИЧ, А. В. КАВТЫРЕВ

НИИавтоприборов

ПОЖАРНЫЕ автомобили-цистерны, составляющие около 80% парка пожарных автомобилей, помимо высоких скоростей движения обладают еще и существенно переменной нагрузкой в виде создающего колебания жидкого груза в цистерне. Это может привести к потере устойчивости при торможении автомобилей, особенно на скользких дорогах.

Радикальным средством предотвращения такой неустойчивости автомобиля является антиблокировочная тормозная система (АБС). Она, к тому же, за счет увеличения запаса сцепления при движении на поворотах позволяет несколько поднять производительность пожарных автомобилей, что,

согласно, предварительным расчетам, должно дать годовой экономический эффект не менее 2,5 тыс. руб. на один автомобиль-цистерну.

Одним из этапов подготовки к внедрению антиблокировочных систем на пожарных автомобилях стала опытная эксплуатация семи автомобилей-цистерн АЦ-40(130)63А, находящихся в пожарных частях Ленинграда, Минска и Смоленска.

Испытуемые автомобили были оборудованы системой по схеме 2121 (зависимая на переднем и заднем мостах), состоящей из прошедших приемочные испытания на заводах-изготовителях элементов: датчиков угловой скорости колеса, бло-

Автомобиль	Сезон	Число автомобилей-цистерн, находящихся в опытной эксплуатации	Измеренные параметры				Расчитанные параметры					
			Суммарный пробег, км	Суммарное время движения, ч	Общее число торможений	Число торможений с АБС	Средняя скорость движения, км/ч	Пробег на одно торможение, км/торм.	Пробег на одно торможение с АБС, км/торм.	Время движения на одно торможение, ч/торм.	Время движения на одно торможение с АБС, ч/торм.	Число торможений на одно торможение с АБС
АЦ-40(130)63А	Зима	5	1996	55,9	9137	487	35,7	0,22	4,10	0,006	0,12	18,8
	Весна	5	3787	95,7	23618	488	39,6	0,16	7,76	0,004	0,20	48,4
	Лето	4	2253	47,3	9775	345	47,7	0,23	6,53	0,005	0,14	28,3
	Осень	3	1181	29,7	6759	463	39,8	0,18	2,55	0,004	0,06	14,6
ЗИЛ-130	Круглый год	—	—	—	—	—	25,1	0,30	54,5	—	—	181,8

ков управления и пневмодуляторов давления. Автомобили эксплуатировались в городских условиях.

В процессе работы определяли пробег автомобилей, время движения, общее число торможений, число торможений с применением АБС. По этим параметрам были рассчитаны средняя скорость движения и удельные показатели, характеризующие частоту применения системы. Полученные результаты приведены в таблице. Там же показаны некоторые данные по грузовому автомобилю ЗИЛ-130.

Во время опытной эксплуатации периодически контролировали работоспособность основных элементов АБС — датчиков, блоков управления и модуляторов. Проверку осуществляли в соответствии с «Инструкцией по монтажу и эксплуатации антиблокировочной тормозной системы для автомобилей с пневматическим тормозным приводом», разработанной НИИавтоприборов и переданной пожарным частям. За год

эксплуатации семи автомобилей-цистерн при суммарном пробеге свыше 9 тыс. км отказов датчиков и модуляторов зафиксировано не было. Блоки управления отказывали 2 раза. Первый отказ произошел после пробега 150 км по причине замыкания в результате некачественной пайки, второй — через 2300 км из-за случайной переполусовки при обслуживании автомобиля.

Результаты опытной эксплуатации АБС показали, что она действительно крайне необходима для пожарных автомобилей-цистерн: эти автомобили эксплуатируются с очень большим числом перетормаживаний, приводящих к срабатыванию АБС. У них оно примерно в 10 раз больше, чем у грузового автомобиля ЗИЛ-130 (при равных пробегах). Кроме того, хотя скорости движения пожарных автомобилей зимой, т. е. в период с преобладающим низким коэффициентом сцепления колес с дорогой были несколько ниже, чем летом, их средняя (за год) скорость возросла (с 35,1 до 40,3 км/ч).

УДК 66.074.31:629.113-592.5

Особенности работы адсорбирующих влагоотделителей в тормозном приводе автомобилей

Канд. техн. наук Н. К. ДЬЯЧКОВ, Н. Н. ВИШНЯКОВ

НАМИ

ОДНОЙ из особенностей современных тормозных приводов является их повышенная чувствительность к образованию и замерзанию конденсата, выделяющегося из сжатого воздуха. Это опасно, так как даже кратковременное замерзание конденсата выводит тормозную систему из строя. Чтобы защитить тормозные приводы от водоконденсата, в них применяют специальные влагоотделительные устройства двух типов — динамические (фильтрующие, отбойные, аэродинамические, центробежные, гравитационные) и термодинамические («мокрый» ресивер, влагоотделитель «Сиккомат»). Однако практика свидетельствует, что, к сожалению, ни тот, ни другой не обеспечивают необходимого качества защиты пневмосистемы от влаги. Поэтому в современных пневмоприводах начали применять спиртовые противозамерзатели. В них пары спирта смешиваются со сжатым воздухом, подающимся в пневмосистему, в результате чего образуется раствор водоконденсата и спирта, имеющий пониженную температуру замерзания. Этот способ неудобен в эксплуатации, так как, во-первых, температура замерзания водоспиртового раствора зависит от концентрации; во-вторых, спирт обладает повышенной коррозионной активностью по отношению к металлам и отрицательно влияет на состояние резиновых деталей пневмоаппаратов; в-третьих, применение спирта связано со сложностью контроля за его расхо-

дом и хранением. Все это заставляет изыскивать способы создания бесспиртовых эффективных систем влагоотделения. Главным из них считается такая организация подготовки воздуха, при которой разность между температурой окружающей среды и температурой возможного начала выделения влаги из сжатого воздуха — положительная и возможно большая. Этот способ называют созданием «запаса по точке росы».

Известны два типа систем с запасом по точке росы: с повышенным давлением в питающей части пневмопривода, которое затем редуцируется до рабочего давления, и с адсорбирующими элементами. Первый довольно сложен, требует специфических агрегатов (специальный компрессор, система выброса конденсата, редукционный клапан и т. д.); второй проще как по конструкции, так и в эксплуатации. Поэтому он и представляется предпочтительным для применения в отечественном автомобилестроении уже в ближайшие годы.

Работа адсорбирующих влагоотделителей основана на свойстве некоторых веществ (активированный уголь, силикагели, алюмогели, цеолиты), имеющих развитую пористую структуру, поглощать влагу из воздуха.

Влагоотделителей этого типа создано достаточно много. Их можно классифицировать по режиму работы (автоматический, неавтоматический), принципу

регенерации (нагревая известь; безнагревая с редуцированием сжатого осушенного воздуха; с подогревом прямого потока воздуха или с подогревом обратного потока воздуха), числу адсорбентов (одноадсорберный, двухадсорберный) и способу удаления влаги (влага удаляется через клапан, расположенный вне потока воздуха; через клапан слива, расположенный в потоке воздуха; прямым испарением в атмосферу). Например, адсорбирующий влагоотделитель «Систем-Гуард АД-2» фирмы «Бендикс-Вестингауз» (рис. 1) относится к одноадсорберным влагоотделителям с автоматическим режимом работы, безнагревной регенерацией редуцированием давления сжатого воздуха и отделением влаги от потока при помощи клапана слива. В нем сжатый в компрессоре 1 воздух подается к входной полости влагоотделителя. Проходя через адсорбер 10 и обратный клапан 9, очищенный воздух поступает в баллон 8, а оттуда через обратный клапан 6 — в ресивер 4 тормозного привода. При достижении верхнего предела регулирования давления поступление воздуха в систему прекращается. Воздух из баллона 8 через дроссель 5 проходит через насыщенный влагой адсорбент, находящийся в адсорбере 10, и забирает часть влаги, поглощенной адсорбентом в полцикле адсорбции, так как при редуцировании его относительная влажность уменьшается, а поглощательная способность по отношению к

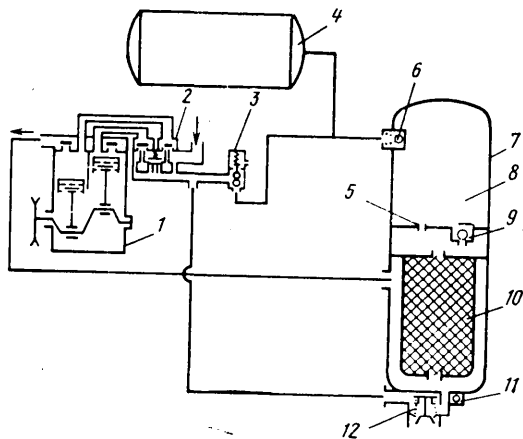


Рис. 1. Схема адсорбирующего влагоотделителя «Систем-Гуард АД-2»:

1 — компрессор; 2 — разгрузочное устройство; 3 — регулятор давления; 4 — ресивер тормозного привода; 5 — дроссель; 6 и 9 — обратные клапаны; 7 — адсорбирующий влагоотделитель; 8 — баллон; 10 — адсорбер; 11 — электрический нагревательный элемент; 12 — клапан выброса конденсата

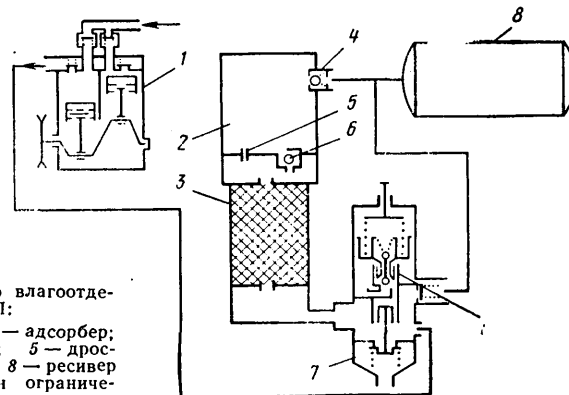


Рис. 2. Схема адсорбирующего влагоотделителя НАМИ — ЗИЛ:

1 — компрессор; 2 — баллон; 3 — адсорбер; 4 и 6 — обратные клапаны; 5 — дроссель; 7 — регулятор давления; 8 — ресивер тормозной системы; 9 — клапан ограничения верхнего предела давления

адсорбенту увеличивается. Чем длительнее процесс регенерации, тем выше качество восстановления адсорбента. В короткоцикловом автоматическом режиме работы адсорбирующего влагоотделителя время регенерации ограничено временем прекращения подачи сжатого воздуха, которое в зависимости от режима эксплуатации и технического состояния пневмопривода колеблется в большом диапазоне. Поэтому диаметр дроссельного отверстия 5 по отношению к объему регенерирующего воздуха выбирают таким образом, чтобы время регенерации было меньше, чем время прекращения подачи сжатого воздуха в систему при самом неблагоприятном режиме.

К недостаткам описанной системы относится то, что клапан выброса влаги находится вне прямого потока сжатого воздуха, из-за чего в зимних условиях эксплуатации он может замерзнуть. Поэтому в конструкции «Бендикс-Вестингауз» в корпус клапана выброса влаги установлен нагревательный элемент.

На рис. 2 показана схема отечественного адсорбирующего влагоотделителя НАМИ — ЗИЛ. Он — одноадсорберный, с автоматическим режимом работы, безнагревной регенерацией редуцированием давления сжатого воздуха и клапаном слива влаги, расположенным в потоке сжатого воздуха, что не требует подогрева клапана слива извне. В качестве клапана слива использован разгрузочный клапан регулятора давления типа «Вестингауз».

В режиме подачи сжатый воздух от компрессора 1 через регулятор давления 7 подводится в адсорбер 3, а отсюда — через обратный клапан 6 — в баллон 2 для регенерирующего воздуха. Из баллона 2 сжатый воздух через обратный клапан 4 поступает в ресивер 8 тормозной системы. Одновременно сжатый воздух подается к клапану 9 ограничения верхнего предела давления регулятора. При срабатывании регулятора давления происходит процесс регенерации адсорбента, аналогичный описанному процессу во влагоотделителе «Бендикс-Вестингауз».

Иной принцип регенерации заложен в другом отечественном влагоотделителе — конструкции ВНИИСтройдормаш. Этот влагоотделитель (рис. 3) — неавтоматический, двухадсорберный, с нагревом извне регенерацией, прямым испарением влаги в атмосферу и отде-

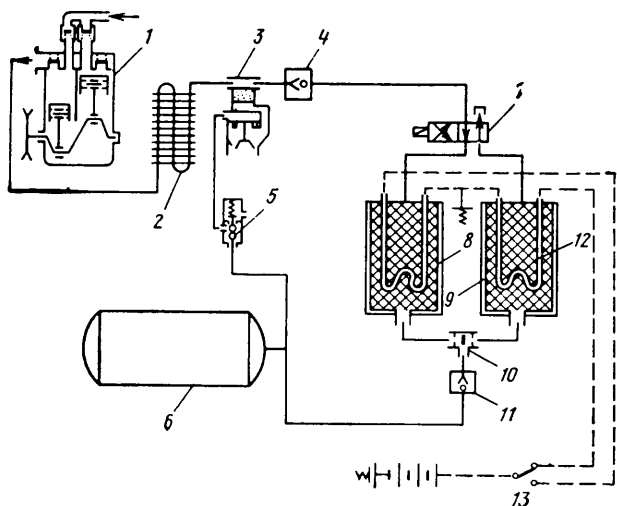
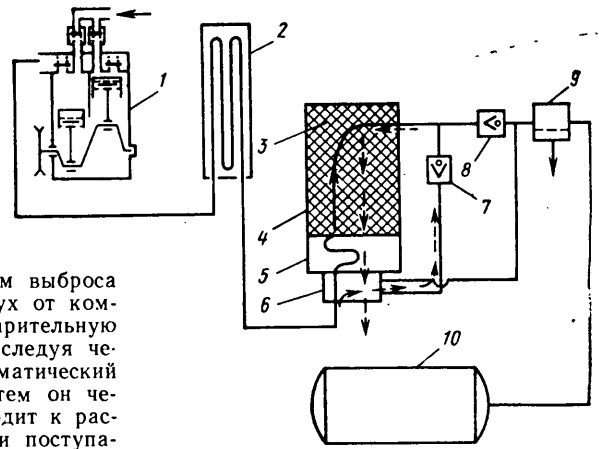


Рис. 3. Система очистки воздуха с двумя адсорберами: 1 — компрессор; 2 — теплообменник; 3 — клапан сброса конденсата; 4 и 11 — обратные клапаны; 5 — регулятор давления; 6 — ресивер тормозной системы; 7 — кран переключения; 8, 9 — адсорбер; 10 — двухмагистральный клапан; 12 — нагревательный элемент; 13 — включатель электрической цепи

Рис. 4. Схема адсорбирующего влагоотделителя фирмы «Бош»:

1 — компрессор; 2 — накопитель энергии; 3 — адсорбер; 4 — адсорбирующий влагоотделитель; 5 — фильтр; 6 — распределительное устройство с клапаном слива влаги; 7 и 8 — обратные клапаны; 9 — регулятор давления; 10 — ресивер тормозной системы



ленным от потока клапаном выброса влаги. В нем сжатый воздух от компрессора 1 проходит предварительную термодинамическую очистку, следуя через теплообменник 2 и автоматический клапан выброса влаги 3. Затем он через обратный клапан 4 подходит к распределительному клапану 7 и поступает в тот из двух адсорберов (8 или 9), в котором термическая регенерация адсорбента закончена, а отсюда — через двухмагистральный клапан 10 — в ресивер тормозного привода 6 и к регулятору давления 5. Время работы адсорбера выбрано из условий максимально возможного расхода воздуха и минимально возможного времени регенерации адсорбента. Переключение адсорбера на регенерацию адсорбента осуществляется вручную (включается электроподогрев и температура адсорбента повышается до 475К). Влага, накопившаяся в адсорбенте, испаряется и уходит в атмосферу.

На рис. 4 показана схема адсорбирующего влагоотделителя фирмы «Бош» (ФРГ). Он — одноадсорберный, с автоматическим режимом работы и безнагревной извне регенерацией, подогревом прямого потока сжатого воздуха и клапаном слива влаги, находящимся в потоке сжатого воздуха. Здесь применен принцип регенерации, основанный на свойстве сжатого воздуха понижать относительную влажность при повышении температуры.

Воздух, выходящий из компрессора 1, проходит через накопитель энергии 2, отдает ему часть тепла, а затем поступает к распределительному устройству 6. Оно в режиме подачи пропускает сжатый воздух через адсорбер 3 адсорбирующего влагоотделителя 4 в прямом направлении (сплошная стрелка). При срабатывании регулятора давления 9 срабатывает и распределительное устройство. Поток сжатого воздуха начинает двигаться, минуя регулятор давления (штриховые стрелки). В этом режиме компрессор работает практически без противодействия, и воздух от него, проходя через накопитель энергии, нагревается и, забрав влагу, выбрасывает ее в атмосферу. Таким образом, происходит регенерация адсорбента.

Все рассмотренные способы регенерации адсорбента были проверены на стендовой установке, имитирующей тормозную систему, а также включающую в себя комплекс контрольно-измерительной аппаратуры для фиксации температуры, давления и температуры точки росы в любой точке пневмосистемы.

На рис. 5. показана диаграмма изменения температуры точки росы осушенного воздуха при атмосферном давлении в зависимости от времени работы системы при безнагревной регенерации редуцированием сжатого воздуха при испытаниях был равен 25 с, время прекращения подачи — 35 с, время регенерации адсорбента — 20 с.

Из рисунка видно, что эффективность действия адсорбирующего влагоотделителя в процессе его работы постепенно изменяется и через 80—100 циклов стабилизируется. Если при регенерационном объеме, равном 4000 см³, стабилизация наблюдается с запасом по точке росы, то при регенерационном объеме 1500 см³ она происходит при температуре точки росы, расположенной выше идеально термодинамического влагоотделения, т. е. без запаса по точке росы. При этом происходит «проскок» влаги в капельном виде в систему.

На рис. 6 показана диаграмма изменения температуры в контрольных точках адсорбирующего влагоотделителя при

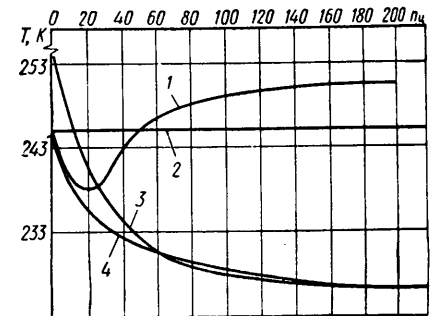


Рис. 5. Результаты экспериментального определения температуры точки росы в зависимости от количества циклов:

1 — адсорбирующий влагоотделитель с регенерационным объемом 1500 см³, адсорбент при давлении и влажности, равным атмосферным; 2 — точка росы идеального термодинамического влагоотделения; 3 — влагоотделитель с регенерационным объемом 4000 см³; адсорбент насыщен влагой (регенерация не началась); 4 — адсорбирующий влагоотделитель с регенерационным объемом 4000 см³, адсорбент при давлении и влажности, равным атмосферным

подогреве регенерирующего воздуха. Из него видно, что температура адсорбента практически не изменялась. Это и понятно: масса регенерирующего воздуха по сравнению с массой адсорбента очень мала, поэтому вся теплота, содержащаяся в регенерирующем воздухе, поглощается верхними слоями адсорбента. Отсюда следует: для того чтобы подогрев регенерирующего воздуха давал положительный эффект, его масса должна быть сопоставима с массой адсорбента. Тогда адсорбент подогревается, и качество регенерации будет выше. Правда, в этом случае адсорбент перед полуциклом адсорбции должен остыть. Именно по такому принципу работает влагоотделитель, показанный на рис. 3. Его недоста-

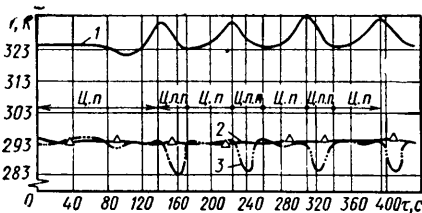


Рис. 6. Диаграмма изменения температуры в контрольных точках адсорбирующего влагоотделителя при подогреве регенерирующего воздуха:

1 — температура воздуха в регенерационном объеме; 2 — температура адсорбента; 3 — температура воздуха за дросселем

ток — сложность конструкции, большее количество адсорбента.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы. Во-первых, на автомобилях общезастывшего назначения целесообразно применять адсорбирующий влагоотделитель с безнагревной регенерацией редуцированным сжатым воздухом и клапаном слива влаги, находящимся в потоке сжатого воздуха. Во-вторых, при применении регенерации редуцированным давлением сжатого воздуха необходимо правильно выбирать объем регенерирующего воздуха, так как чрезмерное уменьшение этого объема приводит к прекращению функционирования влагоотделителя.

УДК 629.113-592.5.001.5

Выбор объема ресиверов тормозного привода

Канд. техн. наук Н. А. БУЛГАКОВ, канд. техн. наук А. Н. ТУРЕНКО, В. И. КЛИМЕНКО, канд. техн. наук В. В. ТАБОЛИН, И. Ф. БОБРОВНИК

Харьковский автомобильно-дорожный институт им. Комсомола Украины, Краматорский автозавод им. 50-летия Советской Украины

НАДЕЖНОСТЬ работы пневматических тормозных систем во многом зависит от запаса сжатого воздуха в них. Именно поэтому, чтобы гарантированно обеспечить восьмикратное торможение автомобиля, предусмотренное нормативными документами, объем ресиверов питающей части контура зачастую повышают (например, на автомобиле КраЗ-256Б1 объем ресиверов первого контура составляет $60 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, в то время как для соблюдения требований нормативов, достаточно было бы иметь $50 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$). Способствует такому положению и то, что до сих пор нет достаточно простых и достоверных методов расчета необходимого запаса (объема) воздуха питающей части привода рабочей тормозной системы.

Предлагаемая формула, которая получена из уравнения баланса масс воздуха для питающей и расходной частей контура тормозного привода, составленного на базе закона Менделеева — Клапейрона, может, как показали расчеты и эксперимент, восполнить этот пробел:

$$p_i = [k \bar{T} p_{i-1} + (1 + \bar{T}) p_a] / (k + 1).$$

Здесь p_i — давление воздуха в питающей части тормозного контура после одного торможения; i — номер торможения; $k = V_1 / (V_2 - i \Delta V_2)$; V_1 — объем питающей части тормозного контура; V_2 — суммарный объем трубопроводов

и тормозных аппаратов; ΔV_2 — уменьшение суммарного объема при каждом последующем торможении с меньшим давлением воздуха; \bar{T} — отношение температуры воздуха в контуре после единичного торможения к его температуре перед началом торможения; p_a — атмосферное давление.

При исследовании объемов тормозных цилиндров автомобилей КраЗ и тормозных камер автомобилей МАЗ на установке, показанной на рис. 1 (при этом к электропневмоклапану 5 в зависимости от программы эксперимента подключался либо только тормозной аппарат 6, либо ресивер 11), было выявлено, что даже при жестком упоре штока наблюдается изменение объема расходной части контура тормозного привода в зависимости от величины давления. Это явление нашло свое отражение в формуле параметром ΔV_2 .

Чтобы устранить влияние изменения этого объема (за счет деформации резиновых изделий тормозных аппаратов и механического привода) на конечные результаты эксперимента, при изготовлении установки трубопровод от питающего ресивера 1 к электропневмоклапану 5 сделали металлическим и коротким, а ресивер 11 — толстостенным.

Нужный объем ресиверов 1 и 11 подбирали вытеснением воздуха водой, залитой в них. Путем изменения объемов питающей и расходной частей контура тормозной системы было подобрано оптимальное их соотношение $K = 9,1$.

Результаты экспериментов на установке с ресивером 11 при $\Delta V_2 = 0$ и

расчетов по формуле приведены в таблице.

Эксперименты проводились при тех же исходных данных, что и расчет: $p_{i-1} = 0,800 \text{ МПа}$; $V_1 = 18,200 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $V_2 = 2,000 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

На основе проведенных экспериментов и выполненных расчетов построена номограмма (рис. 2) для выбора оптимального соотношения объемов питающей и расходной частей контура рабочей тормозной системы. Как уже упоминалось и как видно из номограммы (точка a), существующий объем ($60 \times 10^{-3} \text{ м}^3$) ресиверов первого контура автомобиля КраЗ-256Б1 при суммарном объеме расходной части контура $5,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ является избыточным. Достаточный объем, удовлетворяющий нормативным требованиям для этой модели автомобиля, равен $50 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (точка a).

Соответствие данного объема нормативам было проверено как расчетом, так и на стенде.

Экспериментально установлено, что величина изменения объема расходной части ΔV_2 за каждое торможение приблизительно одинакова. Характер ее изменения был проверен на автомобиле и представлен графиком (рис. 3), из которого видно, что с уменьшением

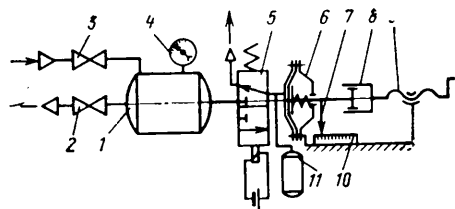


Рис. 1. Принципиальная схема установки для определения объема расходной части контура тормозного привода:

1 — питающий ресивер; 2 — клапан для регулирования начального давления; 3 — магистральный вентиль; 4 — манометр; 5 — электропневмоклапан; 6 — тормозной аппарат; 7 — указатель хода штока; 8 — упор с направляющей втулкой; 9 — винт, регулирующий ход штока; 10 — шкала; 11 — ресивер расходный

№ торможения	Давления в питающей части контура, МПа	
	экспериментальные	расчетные
1	0,729	0,729
2	0,666	0,666
3	0,614	0,613
4	0,565	0,563
5	0,521	0,518
6	0,483	0,479
7	0,447	0,445
8	0,415	0,416

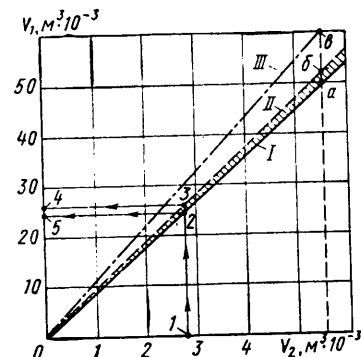


Рис. 2. Номограмма для определения объема питающей части контура в зависимости от объема расходной части: I — зависимость при $k \approx 9,1$; II — после оптимального объема; III — зависимость при $k \approx 11,0$

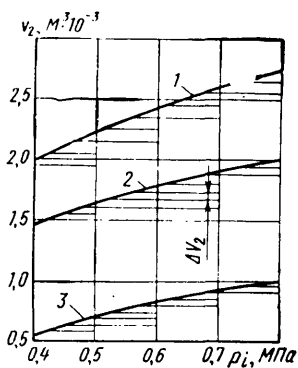


Рис. 3. График изменения объема расходной части первого контура привода рабочей тормозной системы автомобиля КраЗ-256Б1 в зависимости от давления в контуре:

1 — зазор соответствует 240° поворота регулировочного червяка; 2 — зазор соответствует 120° поворота регулировочного червяка; 3 — зазор в тормозной паре отсутствует

давления в тормозном аппарате при каждом торможении суммарный объем расходной части уменьшается на величину ΔV_2 .

В то же время проведенные исследования показали, что величина объема питающей части контура зависит от зазора в паре трения (рис. 3), и если эта величина при допустимом по ТУ заводу зазоре находится в зоне (заштрихованная часть на номограмме), то с увеличением зазора сверх допустимого объем питающей части возрастет выше точки б (рис. 2).

Для определения нормативного объема ресивера контура тормозного привода любого автомобиля необходимо знать объем расходной части. Его можно определить экспериментально или аналитически. Например, при объеме $V_2 = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ из точки 1 (рис. 2) восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с линиями I и II. Из точки

2 проводим горизонталь. Точка 5 укажет минимальную величину объема ресиверов. Учитывая увеличение суммарного объема расходной части при увеличении зазора в паре трения в условиях эксплуатации, линия 3—4 укажет максимальную величину объема ресиверов. Дальнейшее увеличение объема ресиверов приведет к неоправданным расходам.

Таким образом, предлагаемая методика определения объема ресивера контура по номограмме позволяет обойтись без стендовых работ по подбору оптимального объема, получить экономно металла на емкости ресивера и улучшить компоновку монтажной схемы трубопроводов за счет сокращения излишних объемов. Расчеты, в частности, показывают, что уменьшение объема ресивера на $10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ сокращает потребление металлического листа на 0,13—0,20 м^2 .

УДК 629.113.012.3-752.001.5:629.113.073.243.4

К расчету «шимми» модельного колеса

Кандидаты техн. наук О. Б. КОВАЛЕВА, О. И. ТКАЧЕНКО

Московский автомеханический институт

КОЛЕБАНИЕ типа «шимми» управляемых колес автомобиля все еще остается одним из опасных видов движения. С этим приходится считаться при проектировании автомобилей большой грузоподъемности и автобусов, на которых далеко не всегда удается обеспечить достаточную для устранения «шимми» жесткость рулевого привода. В связи с этим на автомобилях устанавливают специальные демпферы, мощность которых можно определять по методу, изложенному в работе [1].

Некоторые из известных методик расчета «шимми» основываются на теории качения, предложенной М. В. Келдышем, в которой поведение колеса при колебаниях «шимми» характеризуется значениями боковой и угловой статических жесткостей шины и двух кинематических коэффициентов. Первые два параметра определяются просто, что же касается кинематических коэффициентов шин, то однозначно определить их довольно трудно. Кроме того, теория М. В. Келдыша в ряде случаев оказывается недостаточной для описания поведения колеса. Поэтому в последние годы широкое распространение получает методика расчета неустановившихся движений колеса, основанная на замене реальной шины некоторой упрощенной механической моделью. Подбирая модель по внешним характеристикам реального колеса — жесткостям шины, ее коэффициенту сопротивления уводу и размерам пятна контакта, — удается описать движение колеса в зависимости от этих характеристик. Примером может служить работа [2], в которой приведены результаты исследования при помощи моделей сил и моментов, действующих на ведомое колесо со стороны опорной поверхности при чисто поступательных (боковых) и чисто угловых гармонических колебаниях. Примерно так же задача расчета «шимми» решалась и в МАМИ применительно к двум типам модельных колес: типа «щетка», у которого продольная и поперечная деформации шины исчезают сразу после

выхода из площадки контакта с опорной поверхностью (такая модель определяется тремя характеристиками — боковой и угловой жесткостями шины и коэффициентом сопротивления уводу), и типа «щетка с релаксацией», учитывающего распространение поперечной деформации по окружности колеса (в этом случае у модели и природы должны совпадать не только три упомянутые выше характеристики, но и длина пятна контакта).

«Шимми», как известно, представляют собой незатухающие угловые колебания колеса вокруг оси шкворня. Они начинаются на границе устойчивости, где движение колеса представляет собой чисто гармонические колебания. (В инженерных расчетах можно считать, что ось шкворня вертикальна и проходит через центр площадки контакта). Исследуя для данного случая движение колеса на границе устойчивости, можно для каждой модели получить формулы, связывающие боковую силу и момент со скоростью движения колеса и частотой «шимми». При этом удобно использовать заимствованные из теории автоматического регулирования понятия входного и выходного сигналов. Здесь выходным сигналом служит момент (или боковая сила), а входным — угловая (или боковая) деформация шины в области контакта с дорогой. Зависящее от частоты и скорости отношение сигнала на выходе к сигналу на входе (в общем случае комплексное) называют комплексной динамической жесткостью, или частотной характеристикой системы.

Зависимости для комплексной динамической жесткости, полученные для различных скоростей движения, содержат информацию об амплитуде и фазе колебаний колеса и, в свою очередь, определяют величину критического демпфирования, требуемого для устранения колебаний типа «шимми».

Эта задача решается для эквивалентного колесу упругого элемента с демпфированием, который подбирается таким образом, чтобы его комплексная динамическая жесткость была равна комплекс-

ной динамической жесткости колеса модели при качении (рис. 1).

Полученные таким образом формулы для критического демпфирования включают в себя внешнемеханические характеристики шины.

Пользуясь этой методикой, можно для каждой шины построить графики зависимости приведенного критического демпфирования рулевого привода от скорости. Как это сделать, рассмотрим на примере автомобильного колеса с шиной 6,15—13 (155—330) мод. 4—151.

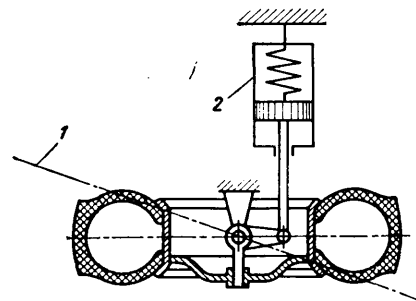


Рис. 1. Схема колеса с демпфированием: 1 — направление прямолинейного движения; 2 — эквивалентный линейный упругий демпфирующий элемент

Внешние механические характеристики, измеренные для данного колеса в лаборатории кафедры «Автомобили» МАМИ, получились равными: боковая жесткость — 92 кН/м, угловая жесткость — 1,45 кН·м/рад, коэффициент сопротивления уводу — 19 кН/рад, полу-длина пятна контакта — 0,065 м (при вертикальной нагрузке на колесо, равной 2 кН).

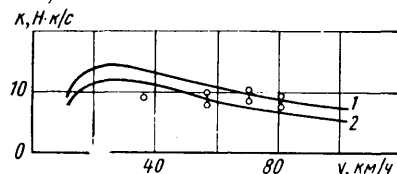


Рис. 2. Расчетный график зависимости критического демпфирования K от скорости движения автомобиля v

На рис. 2 представлен расчетный график зависимости критического демпфирования от скорости, полученный для моделей «щетка» (кривая 1) и «щетка с релаксацией» (кривая 2), эквивалентных рассматриваемому колесу. Здесь же проводятся данные, полученные экспериментально (обозначены точками) на стенде с беговым барабаном, дополнительно оборудованным устройством для изучения неустановившегося увода шин.

Как видно из сравнения расчета и эксперимента, даже простейшая теория, в которой используются только три известных характеристики шины, дает удовлетворительную модель для описа-

ния колебаний «шимми» автомобильного колеса.

В некоторых случаях простейшую модель, эквивалентную данному колесу, подобрать не удается. Тогда для модели «щетка» приходится выводить (так, как рассказывалось выше) зависимости критического демпфирования от скорости, используя не три, а четыре характеристики реального колеса (модель «щетка с релаксацией»). Правда, это несколько усложняет расчет по сравнению с простейшей моделью.

Следует отметить, что методика использования расчетных моделей, как показано в работе [2], дает меньшую (по сравнению с теорией М. В. Келдыша) величину потребного демпфиро-

вания, что особенно заметно для широких шин, и при этом вполне удовлетворительное совпадение с экспериментом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крылов О. В., Гродко Л. Н. Инженерный метод расчета автоколебаний управляемых колес автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1971, № 8. с. 20—23.

2. Ковалева О. Б., Гродко Л. Н. Об учете продольных сил в площадке контакта при описании нестационарного увода шины. В сб.: Научно-технический прогресс в автомобильной промышленности. Вып. 2. «Совершенствование конструкций автомобилей». М.: МАМИ, 1976, с. 31—36.

ТЕХНОЛОГИЯ МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.785.545:621.78.019.8:621.43-222.002.2

Закалка ТВЧ заготовок гильз цилиндров и образование закалочных трещин

Э. И. БУТАЕВ, С. Я. ЛУШНИКОВ

НАМИ

ОДНИМ из основных недостатков существующей технологии закалки ТВЧ рабочей поверхности гильз цилиндров является высокая вероятность образования закалочных трещин. Эта вероятность увеличивается (брак иногда достигает 15—20%) даже при незначительных изменениях процессов литья и механической обработки. Природа закалочных трещин изучена мало, а применение традиционных (эмпирических) методов борьбы с ними при закалке ТВЧ рабочей поверхности гильз цилиндров оказывается неэффективным. Особенно для гильз, заготовки которых отливается центробежным способом: они более склонны к образованию трещин, чем отлитые в землю. Поэтому на Костромском заводе «Мотордеталь»

задались целью изучить причины образования трещин при закалке заготовок гильз цилиндров, в частности, двигателя ЯМЗ-236, и найти эффективные методы борьбы с ними.

Схема процесса закалки заготовок, применяемая на заводе, приведена на рис. 1.

Перед началом закалки заготовка 2 находится в крайнем нижнем положении. Затем стол 1 вместе с заготовкой поднимается вверх до тех пор, пока индуктор 4 не займет положение на 15 мм выше нижней опорной поверхности заготовки. В этот момент включается механизм вращения стола и механизм его движения вниз; одновременно подается напряжение на индуктор и вода в наружный 5 и внутренний 3 спрейеры. Когда индуктор достигнет положения на 15 мм ниже верхнего торца гильзы, нагрев и охлаждение отключаются. Стол вместе с заготовкой опускается в крайнее нижнее положение.

При закалке могут возникнуть два типа трещин: продольные 6 в верхней, наиболее тонкой части заготовки, и кольцевые 7 в местах изменения профиля ее сечения. Как кольцевые, так и продольные трещины зарождаются на наружной поверхности заготовки.

Напряженное состояние наружной поверхности заготовки в ходе процесса закалки ТВЧ изучалось при помощи экстензометров и термпар, закрепленных в верхней и нижней частях заготовки, т. е. в районах образования продольных и кольцевых трещин. Осциллограммы, отражающие состояние поверхности в зоне образования кольцевой трещины, схематично показаны на рис. 2. Аналогичные осциллограммы по-

лучены и при изучении места образования продольной трещины.

Для проверки правильности определения величины максимальных растягивающих напряжений на заготовку наносили кольцевые надрезы с заранее известными коэффициентами концентрации напряжений. Оказалось, что в местах надреза с коэффициентом концентрации напряжений, равным 1, 2 и более, обязательно образовывалась кольцевая трещина. Поскольку среднее значение предела прочности чугуна, из которого изготавливаются гильзы цилиндров, равно 200 МПа, то максимальное временное растягивающее напряжение равно 160 МПа.

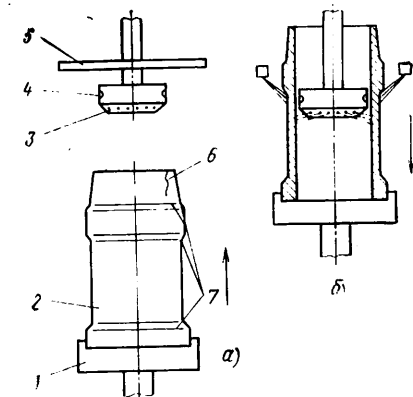


Рис. 1. Схема процесса закалки: а — положение заготовки перед закалкой; б — положение заготовки в момент закалки

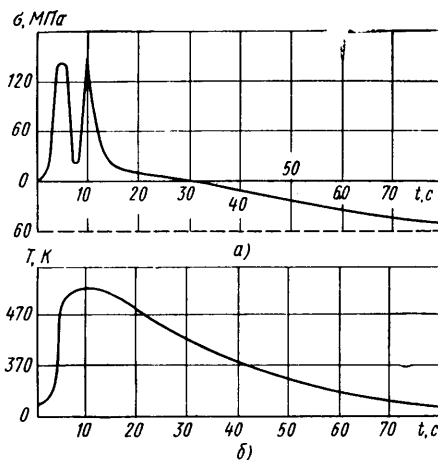


Рис. 2. Изменение напряжений (а) и температуры (б) на наружной поверхности заготовки гильзы цилиндра при закалке

Эпюра остаточных напряжений в заготовке после закалки и охлаждения до комнатной температуры, построенная методом колец и полосок, показана на рис. 3.

Из рис. 2 видно, что в момент нагрева под закалку и при охлаждении до температуры мартенситного превращения в наружных слоях заготовки появляются временные растягивающие напряжения, близкие к пределу прочности материала заготовок. Эти напряжения, концентрируясь у концентраторов напряжений (мест изменения профиля сечения, торцевых поверхностей), достигают опасных значений и, если не произойдет релаксация из-за местной пластичности деформации, то в местах концентрации они превзойдут предел прочности, т. е. заготовка разрушится.

Металлографический анализ заготовок с трещинами показал, что к образованию трещин наиболее склонны заготовки, наружные слои которых имеют в структуре междритный графит или отдельные иглы цементита. Присутствие в структуре указанных составляющих свидетельствует о повышенной прочности и пониженной пластичности материала этих слоев. Именно снижение пластичности наружных слоев заготовки, расположенных в зоне концентрации напряжений, является причиной повышения вероятности образования трещин при закалке.

Один из действенных методов борьбы с закалочными трещинами и состоит в предотвращении снижения пластичности наружных слоев заготовки. Делается это за счет улучшения качества подготовки расплава, поверхности формы, оптимизации режимов охлаждения отливки. Внедрение на заводе контроля за качеством проведения операции модифицирования расплава позволило улучшить структуру заготовок, что привело к снижению почти в 3 раза брака по кольцевым закалочным трещинам. К сожалению, существующие методики опреде-

ления механических свойств серого чугуна не позволяют численно оценить, на сколько увеличилась пластичность в результате улучшения качества модифицирования, так как относительное удлинение и ударная вязкость изменились лишь в пределах ошибки измерения.

Второй путь уменьшения брака по закалочным трещинам — снижение растягивающих напряжений в наружных слоях заготовки. Эти напряжения, как известно, зависят от трех факторов: остаточных напряжений, градиента температур по сечению заготовки и разницы удельных объемов закаленного и незакаленного материалов.

Попытка использовать первый фактор привела к созданию режима, при котором в наружных слоях заготовки перед закалкой создаются остаточные сжимающие напряжения: заготовки нагреваются до 870—890 К, охлаждаются в течение 4 с в воде, а потом в масле. В результате в наружных слоях заготовки возникают сжимающие напряжения, достигающие 190 МПа. Однако при охлаждении в масле часть заготовок трескается. Причина этого аналогична причине возникновения закалочных трещин — недостаточный ресурс пластичности материала у части заготовок.

Снижение градиента температур, т. е. использование второго фактора, дало стабильные результаты: уменьшился брак по кольцевым закалочным трещинам. Однако процент брака по продольным закалочным трещинам при этом, к сожалению, возрос. Положительного эффекта удается добиться, если снизить градиент температур только в местах образования кольцевых трещин, временно отключая при закалке наружное охлаждение. Такая закалка (с выборочным наружным охлаждением) позволила заводу снизить брак по кольцевым закалочным трещинам на 2%. Весь же комплекс мероприятий по улучшению подготовки расплава и изменению режима закалки привел к уменьшению бра-

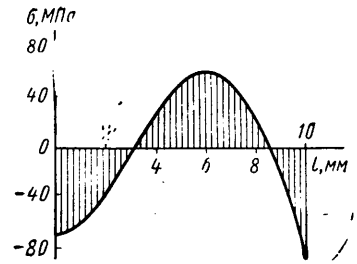


Рис. 3. Эпюра остаточных напряжений в заготовке гильзы цилиндра после закалки ТВЧ

ка по кольцевым трещинам в 10 раз, а по продольным трещинам — всего на 1%. Поэтому было предположено, что продольные трещины — результат действия не режимов закалки, а механических повреждений заготовки. Исследования подтвердили это предположение: в подавляющем большинстве случаев образование продольной трещины инициируется забоинами, расположенными в зоне ее возникновения, и аккуратная транспортировка заготовок, исключающая появление забоин на их торцевых поверхностях, снижает брак по продольным трещинам почти в 4 раза.

Внедрение всех перечисленных выше мероприятий по борьбе с закалочными трещинами позволило заводу получить годовой экономический эффект, равный 95 тыс. руб.

Таким образом, исследованиями установлено, что закалочные трещины в наружных слоях заготовок гильз цилиндров образуются под действием временных растягивающих напряжений, достигающих своего максимума в момент нагрева под закалку и в момент выпадения мартенсита в закалываемых слоях материала. Улучшение качества подготовки расплава, оптимизация режимов закалки, исключение забоин на заготовках позволяют снизить брак по закалочным трещинам с 10—14 до 1—2%, т. е. в 5—14 раз.

УДК 629.113-592.117.004.6:539.538

Повышение износостойкости тормозных дисков легковых автомобилей

Е. В. НОСКОВА, Л. А. СОЛНЦЕВ, Н. М. ЖУРАВЛЕВ

Харьковский автомобильно-дорожный институт им. Комсомола Украины

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ в легковых автомобилях дисковых тормозов значительно снижает, по сравнению с барабанным тормозным механизмом, неподрессоренные массы, обеспечивает большую стабильность и эффективность тормозной системы. Однако износостойкость тормозных дисков пока остается недостаточной. Причины их сравнительно низкой износостойкости, а также возможность ее повышения изучались в ХАДИ.

Как известно, в качестве материала тормозных дисков в настоящее время применяются главным образом чугуны различного состава (табл. 1). Именно поэтому специалисты ХАДИ и занялись их исследованием.

Как было установлено в ходе исследований, в исходном состоянии все перечисленные в табл. 1 чугуны имели перлитную структуру матрицы и графит пластинчатой формы (табл. 2).

Дилатометрический анализ чугунов показал, что критические точки Ac_1^H и Ac_1^K составляют: у чугуна № 1 — 1090—1120К, у чугуна № 2 — 1048—1115К и у чугуна № 3 — 1065—1115К.

Исследования проводили на дисках после эксплуатации на автомобилях и после стендовых испытаний. Образцы вырезали вдоль радиуса диска таким образом, чтобы можно было оценить структуру чугуна во всех зонах диска.

Механизм износа пары «диск — ко-

лодка» в общем установлен: в момент торможения возникает сложное деформированное состояние пары, которое характеризуется наличием больших механических нагрузок, сильной вибрацией, локальным нагревом до высоких температур и быстрым охлаждением после окончания торможения. Однако фазовые и структурные превращения, происходящие в материале в процессе трения и определяющие уровень износостойкости диска, оставались малозученными.

Таблица 1

Условные обозначения	Содержание элементов, %								
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Cu
1	3,25—3,35	2,0—2,2	1,0—1,25	0,13—0,17	0,07—0,1	0,28—0,33	0,08—0,1	—	0,1
2	3,2—3,5	1,9—2,5	0,6—1,2	≤0,3	≤0,15	0,20—0,45	0,8—1,4	0,2—0,5	—
3	3,25	2,43	0,8	0,12	0,14	0,06	0,4	—	0,1

№ чугуна (см. табл. 1)	Тип испытаний	Форма графита	Размер графитных включений	Распределение графитных включений	Тип структуры матрицы	Дисперсность	Количество перлита
1	Эксплуатационные	ГФ1—ГФ2	Граз180, Граз360	Неравномерное ГФ2	Пт1—Пт2	Пд1,0	П96
2	Стендовые	То же	То же	То же	То же	Пд0,5	П96
1	Эксплуатационные	»	»	Равномерное	Пт1—Пт2	Пд0,5—1,0	П96
2	Стендовые	»	»	Гр1	Тр	Пд1,0—Пд1,4	П70
3	Эксплуатационные	ГФ1	Граз120	То же	Пт1	Пд0,5	П96
3	Стендовые	То же	То же	»	Пт1	Пд0,5	П96

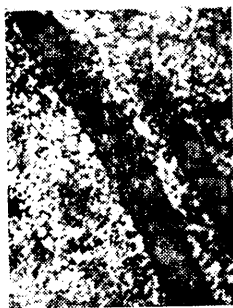


Рис. 1. Микроструктура поверхностного слоя чугунов № 1 и 3 после испытаний (сфероидизированный перлит, феррит) X800



Рис. 2. Микроструктура поверхностного слоя чугуна № 2 после испытаний (мелкоигльчатый мартенсит) X800

В связи с этим было установлено, что фазовые превращения в материале диска зависят от химического состава и исходной структуры чугуна и в значительной степени — от условий работы диска. Так, если нагрев в процессе торможения повышает температуру материала до величин, соответствующих субкритическому интервалу (ниже точки A_{c1}^H), то это ведет к распаду перлита, образованию феррита в матрице и ухудшению износостойкости чугуна.

Именно это происходило при эксплуатации дисков из чугунов № 1 и 3, где в результате повышения температуры в поверхностном слое до глубины 30—50 мкм имела место сфероидизация перлита (рис. 1), что является первой стадией распада. В то же время после испытаний в аналогичных условиях дисков из чугуна № 2 наблюдались участки

мелкоигльчатого мартенсита (рис. 2), способного в большей степени противостоять износу.

При стендовых испытаниях температура нагрева поверхности диска была выше, поэтому у всех чугунов, прошедших стендовые испытания, структура матрицы состояла главным образом из мартенсита. Глубина распространения мартенситного слоя составляла 50—350 мкм, причем в чугуне № 2 мартенситная зона значительно шире, чем в чугуне № 1 и 3. (Наличие мартенсита свидетельствует о том, что температура нагрева поверхности трения превышает критическую точку A_{c1}^H). Мартенсит как более твердая и износостойкая структура чугуна способна обеспечить большую износостойкость тормозного диска, особенно по сравнению с материалом, в

котором наблюдаются лишь различные стадии распада перлита (табл. 3).

Такое изменение структуры связано с различным уровнем критических точек чугуна. Если они ниже, как в чугуне № 2, появляется большая вероятность образования мартенсита. Наоборот, более высокие критические точки обеспечивают лишь распад перлита и разупрочнение чугуна.

Таким образом, в какой-то момент эксплуатации тормоза начинает работать не исходная структура чугуна, а образовавшаяся при нагреве или охлаждении диска и зависящая от температуры критических точек чугуна. Отсюда и два возможных в принципе пути повышения износостойкости дисков: либо обеспечение стабильности исходной структуры матрицы чугуна, либо ее перевод в более прочное состояние — получение

Таблица 3

№ чугуна	Износ после 900 торможений, мм	Микротвердость H_{10} в поверхностном слое	Микроструктура матрицы в поверхностном слое
1	0,270	235—310	Сфероидизированный перлит, мартенсит
1	0,266 0,313	270—410 150—300	Мартенсит Сфероидизированный перлит, феррит вокруг графита
2	0,292	200—310	Сфероидизированный перлит, мартенсит
2	0,178	370—520	Мартенсит
3	0,382	270—360	Сфероидизированный перлит, феррит вокруг графита
3	0,306	250—320	То же

мартенсита в поверхностном слое. Первый может быть осуществлен вводом в чугун таких элементов, как хром и ванадий. Однако эти добавки нежелательны из-за их отбеливающего действия. Поэтому более перспективным следует считать второй путь — легирование элементами, понижающими критические точки чугуна, в первую очередь точку A_{c1}^H , как это сделано в чугуне № 2.

УДК 620.105.29:113-585.862-233.2.001.4

Ускоренные испытания герметичности уплотнения подшипников карданных шарниров

Кандидаты техн. наук В. С. МАЛКИН, Ю. С. БУГАКОВ

Тольяттинский политехнический институт

На современных автомобилях все более широко используются карданные передачи с разовой смазкой подшипников карданных шарниров. При такой конструкции скорость расхода смазки в подшипниках определяет срок службы карданной передачи. Между тем вопросы смазывания и, в частности, расхода консистентной (нетекучей) смазки из подшипника карданного шарнира, представляющего собой вращающийся цилиндр с глухим дном, исследованы мало, что осложняет контроль качества уплотнений подшипников.

В результате, как показали исследования, проведенные в Тольяттинском политехническом институте, на автомобилях ВАЗ в большинстве подшипников карданных шарниров, отказавших в гарантийный период, смазка отсутствовала. Чтобы выявить причины этого, теоретически и экспериментально было исследовано семь гипотез, в соответствии с которыми смазка:

выдавливается за счет ее теплового расширения и пузырьков воздуха, находящихся в кармане цапфы;

выдавливается сжатым воздухом, запираемым в подшипнике при его сборке, в момент соприкосновения кромки обоймы с поверхностью резинового сальника;

выбрасывается при колебаниях игл в пределах межиглового зазора;

выбрасывается за счет тангенциальных ускорений при раскручивании карданного вала;

испаряется;

выдавливается при попадании в подшипник воды с последующей сепарацией под действием центробежных сил вращающегося карданного вала;

выбрасывается за счет динамических взаимодействий цапфы, игл и обоймы подшипника.

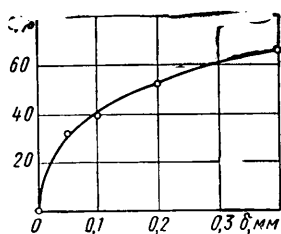


Рис. 1

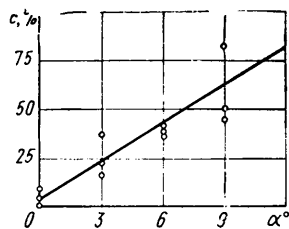


Рис. 2

В результате исследований установлено, что часто наблюдаемый на практике выброс всей смазки из подшипника может быть только следствием динамических взаимодействий цапфы, игл и обоймы подшипника. Именно поэтому природу данного явления следует рассмотреть подробнее.

При колебаниях карданного вала каждая игла, периодически прижимаясь к поверхности обоймы подшипника (или цапфы), может выступать в роли своеобразного молоточка, ударяющего по слою смазки. Последняя разбрызгивается в стороны, в том числе и по образующей обоймы, т. е. к уплотнению. Если уплотнение негерметично, частички смазки выбрасываются из подшипника.

Расчеты показали, что чем меньше разница между кривизной контактирующих поверхностей, тем больше доля смазки, выдавливаемой вдоль оси шарнира к уплотнению и тем скорее может проявляться его негерметичность. Так для модели шарнира карданной передачи автомобилей ВАЗ, в которой вместо игл в подшипнике размещен кольцевой элемент с шириной, равной длине игольчатого ролика, и толщиной, равной его диаметру, суммарное давление смазки на уплотнение, по расчету, в 2855 раз больше, чем для серийного игольчатого подшипника.

На основе моделирования условий динамического выброса смазки из подшипника был разработан способ испытания герметичности уплотнения игольчатых подшипников карданных шарниров, позволяющий сократить время стендовых испытаний со 180—200 ч до 30 мин. В соответствии с ним частота вращения карданного вала автомобиля ВАЗ-2101 должна быть равной 7,95 рад/с (3000 мин⁻¹). При испытаниях смазку «Фиол 2У» закладывали в карман цапфы крестовины, в обойму подшипника вместо игл вставляли втулку нужного размера, а уплотнение не устанавливали. Количество смазки, закладываемой в шип и оставшейся в подшипнике после опыта, определяли взвешиванием.

Влияние радиального зазора δ на скорость выброса c смаз-

ки из подшипника в течение 10 мин работы карданного вала с углом излома 3° показано на рис. 1. Если полученные в условиях испытания модели результаты перенести на реальный подшипник шарнира автомобиля ВАЗ, то можно сделать заключение, что подшипник с максимальным (в пределах допуска) радиальным зазором 0,055 мм будет иметь скорость выброса смазки примерно в 3 раза большую, чем подшипник с минимальным зазором 0,008 мм (при равных осевых зазорах и одинаковой герметичности уплотнений). По мере износа подшипника склонность к повышенному выбросу смазки из него будет усиливаться.

В опытах с различным осевым зазором и нормальным (0,05 мм) радиальным зазором были получены следующие результаты. При нулевом осевом зазоре выброс смазки из кармана цапфы не наблюдался, при осевом зазоре 0,1 мм за 10 мин было выброшено 25%, при зазоре 0,3 мм—49% смазки.

С увеличением угла излома α карданного шарнира наблюдается пропорциональный рост скорости c выброса смазки из подшипника (рис. 2), что может быть объяснено увеличением динамических нагрузок в шарнире.

С уменьшением вязкости смазки увеличивается скорость ее выброса из подшипника. Так, если в опытах со смазкой «Фиол 2У» средняя скорость выброса составляла 0,007 г/мин, то в тех же условиях для масла вязкостью 800 сСт—0,115 г/мин и для масла вязкостью 200 сСт—0,211 г/мин.

Проведенные исследования не только объясняют природу процессов выброса смазки из подшипников карданных шарниров, но и позволяют сделать следующие практические выводы.

1. Карданные передачи, в нагрузочном спектре которых велика доля высокочастотных колебаний, склонны к большим расходам смазки из подшипников шарниров. Требования к герметичности уплотнений в этом случае должны быть особо высокими.

2. Подшипники скольжения в карданных шарнирах значительно более склонны к выбрасыванию смазки, чем игольчатые, поэтому если их применять, то только с сухими или пропиантными смазкой пористыми антифрикционными втулками.

3. Если игольчатые подшипники рассчитаны на консистентную смазку, то для эффективного ее удержания в подшипнике нужны лабиринтные уплотнения.

Разработанный способ ускоренных испытаний герметичности уплотнений игольчатых подшипников карданных шарниров может быть применен не только в стендовых условиях, но и непосредственно на автомобиле. Он позволяет воспроизводить нагрузочный спектр в карданной передаче, а следовательно, получать достоверные сведения о герметичности уплотнений подшипников карданного шарнира при значительном сокращении времени испытаний.

УДК 621.74.047.002.6:621.73.043

Штамповка деталей автомобилей из непрерывнолитых заготовок

Ю. Н. СЕРГЕЕВ, д-р техн. наук О. А. ГАНАГО, С. М. ФЕДОРОВ, канд. техн. наук В. А. БУЛГАКОВ, канд. техн. наук Н. А. ШЕСТАКОВ, Е. С. ШВЕЦОВА, М. В. ТАРАТОРИНА, В. Е. ПАЛКИН

ЗИЛ, Завод-вуз при Московском автозаводе им. И. А. ЛИХАЧЕВА, НАМИ

НЕПРЕРЫВНАЯ разливка стали — прогрессивный процесс, широко применяющийся в металлургической промышленности с целью повышения эффективности производства (увеличения выхода годного металла и сокращения цикла).

Значительный интерес представляет штамповка автомобильных деталей непосредственно из непрерывнолитых заготовок (НЛЗ) круглого или квадратного сечения, позволяющая полностью исключить применение проката и удешевить на 12—15% исходную заготовку.

Для получения сортовых НЛЗ наиболее рационально использовать горизонтальные машины непрерывного литья заготовок (ГМНЛЗ), как более простые в эксплуатации и требующие меньших производственных площадей, чем вертикальные и радиальные МНЛЗ, устанавливаемые в потоке металлургического производства.

В решении проблемы замены проката

на непрерывнолитые заготовки следует выделить два вопроса: разделение деталей на группы по степени их эксплуатационной ответственности и выбор для каждой из этих групп таких схем и степеней деформации, которые позволят устранить дефекты, присущие способу непрерывной разливки стали, при сохранении преимуществ, которые может дать такая замена. Работы по этим вопросам на протяжении последних лет ведутся на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева, заводе-вузе при ЗИЛе и в НАМИ.

Металл для проведения исследований был получен на двухручьевой горизонтальной машине непрерывного литья заготовок. Сталь 45 выплавляли в 10-тонной мартеновской печи и разливали в заготовки диаметром 130 мм. Кристаллизаторы машины имели бурт (торцевую стенку) в головной части и были герметично соединены с металлоприемником графито-шамотного металлопровода,

Качество поверхности заготовок исследовали комплексным методом, включающим их визуальный осмотр, выборочное горячее травление, макроструктурный и металлографический анализ поверхностной зоны. Одновременно металлографическим, химическим и спектральными методами исследовались макроструктура и однородность заготовок по сечению.

Особенностью поверхности заготовок, отлитых в горизонтальный кристаллизатор с буртом, при их циклическом вытягивании является наличие чередующихся спаев шагов вытягивания и фронтов кристаллизации. Слай шагов образуется в зоне соединения оболочек, затвердевшей на бурте кристаллизатора в течение одного цикла, с новыми порциями жидкого металла. Спай фронтов кристаллизации формируются на боковой стенке кристаллизатора и представляют собой стык оболочек, затвердевающих одновременно от бурта и вытягиваемой

части заготовки. По срезам наблюдались нарушения сплошности — подрывы. Овальность сечения заготовок доходила до 6—7 мм.

На всех макрошлифах, отобранных из данной партии заготовок, в подповерхностной зоне наблюдалась зона плотного металла столбчатого строения, переходящая в зону более крупных дендритов, направленных к центру заготовки, в котором расположена зона осевой рыхлости. Величина смещения зоны осевой рыхлости доходила до 5 мм. Микроструктура образцов в состоянии поставки — сорбитообразный перлит в виде крупных столбчатых зерен и феррит по их границам в виде мелких осей дендритов внутри зерен; после нормализации — феррит с пластинчатым и сорбитообразным перлитом.

Заготовки перед их рубкой на мерные длины подогревали до температуры 720—770К в печи открытого типа. Нагрев под штамповку, штамповка, нормализация, механическая обработка и закалка шеек коленчатых валов ТВЧ выполнялись по действующей технологии.

В процессе рубки было установлено, что наличие несплошностей, подрывов и загрязнений по срезам приводит к растрескиванию заготовок. Овальность заготовок также осложняет процесс рубки, а смещение теплового их центра может отрицательно сказаться на качестве поковки, отштампованной из непрерывнолитого металла. Поэтому при решении вопроса о переводе какой-либо детали на штамповку из непрерывнолитых заготовок вместо проката необходимы тщательный входной контроль металла, исследование физико-механических свойств материала поковок, проведение сравнительных стендовых и эксплуатационных испытаний деталей, изготовленных из серийных и опытных поковок.

Макроструктуру исследовали как на поковках коленчатых валов, так и на окончательно изготовленных деталях. Поперечные темплеты вырезали из шеек, носка и щек коленчатых валов. Анализ серных отпечатков по Бауману, снятых с указанных темплетов, показал, что в тех случаях, когда на исходной заготовке имелись радиальные трещины, то они сохранялись в прежних размерах.

Осевая рыхлость заваривалась неполностью и в ряде случаев смещалась относительно геометрического центра сечения.

В результате исследования влияния качества заготовок на их пригодность к рубке на мерные длины на пресс-ножницах и на качество поковок коленчатых валов были установлены следующие основные требования к качеству непрерывнолитых заготовок:

предварительный отжиг должен производиться при температуре 1110—1160К;

не допускаются дефекты по срезам — подрывы, загрязнения окислами и графитошамотом, а также гнездообразные трещины, радиальные поверхностные трещины протяженностью более 3 мм, подкорковые пузыри, шлаковые включения и другие дефекты макроструктуры;

овальность не должна превышать 3 мм; диаметр зоны осевой рыхлости — не более 25 мм, диаметр центральной поры — не более 3 мм;

микроструктура и твердость должны быть равномерными по всей длине заготовки;

механические свойства металла после отжига должны соответствовать требованиям ГОСТ 977—75.

В ходе исследований было установлено также, что механические свойства металла коленчатых валов, отштампованных из непрерывнолитых заготовок с удовлетворительной исходной макроструктурой, практически соответствуют требованиям ГОСТ 1050—74 к горячекатаному прокату стали 45, превосходя свойства образцов, вырезанных из валов, которые штамповались из штанг с неудовлетворительной макроструктурой, по прочностным характеристикам на 10—20%, по ударной вязкости — на 6%.

С целью всестороннего изучения прочности коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130 были проведены испытания при всех видах нагрузок, лимитирующих прочность коленчатых валов, в том числе статические и усталостные испытания на кручение, усталостные испытания на изгиб и на круговой изгиб. По результатам испытаний была построена зависимость

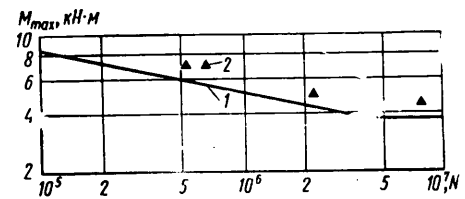


Рис. 1. Зависимость числа N циклов до разрушения при испытании на кручение серийных коленчатых валов (кривая 1) и коленчатых валов из непрерывнолитых заготовок (точки 2) (коэффициент асимметрии цикла нагружения $r = -0,2$)

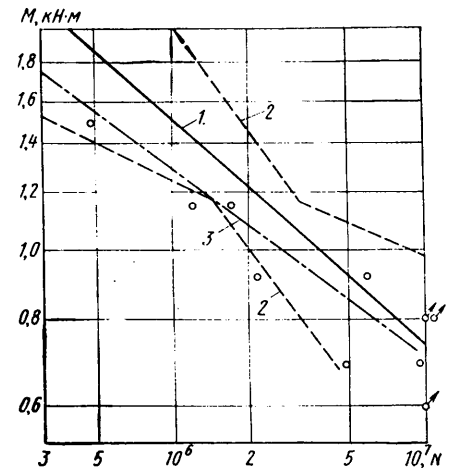


Рис. 2. Кривые усталости при испытании на изгиб (коэффициент асимметрии $r = -1$):

1 — серийных коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130; 2 — доверительные границы кривой усталости серийных коленчатых валов; 3 — кривая усталости коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130, выполненных из непрерывнолитых заготовок (кружками обозначены разрушившиеся коленчатые валы из непрерывнолитых заготовок, кружками со стрелками — неразрушившиеся коленчатые валы)

долговечности вала от действующих на него нагрузок (рис. 1 и 2).

Как видно из рисунков, усталостная прочность при кручении и изгибе коленчатых валов, изготовленных из непрерывнолитых заготовок, находится в пределах прочности серийных валов.

О применении станка типа АМР-2 для балансировки колес отечественных легковых автомобилей

А. С. УГЯНСКИС, канд. техн. наук Т. Г. КЛУБИНА, Е. П. КЛУБИН

Производственное объединение «Автосервис» ЛитССР

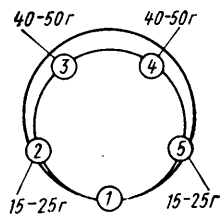
В НАСТОЯЩЕЕ время наиболее распространенным оборудованием для балансировки снятых с автомобиля колес являются станки типа АМР-2 (ГДР). Они обеспечивают высокую точность в определении массы балансировочного груза (не более ± 5 г), причем погрешность перестановки колеса не превышает 15 г, а для особенно тяжелых колес — 20 г. Указанная точность измерения может быть достигнута, как это отмечается в инструкции по эксплуатации, только путем тщательной центровки колеса на приемном фланце станка и при равномерном затягивании специальных крепежных болтов.

При балансировке колес отечественных легковых автомобилей используют три (из восьми имеющихся) группы отверстий для крепления колеса к фланцу станка: группа С — для колес автомобилей «Волга», G — «Жигули», Е — «Москвич» и «Нива». При этом замечено, что существует неопределенность в конечных результатах балансировки колес автомобилей «Москвич», заключающаяся в значительно большей погрешности перестановки по сравнению с паспортной, отсутствию повторяемости результатов (с разбросом до 60 г и более массы балансировочного груза), частыми случаями неудовлетворительных резуль-

татов после проведения балансировки, проявляющихся в заметно увеличенных вибрациях кузова и органов рулевого управления. В то же время у автомобилей «Жигули» конечные результаты балансировки оказываются более удовлетворительными. В связи с этим возникла необходимость проведения дополнительных исследований — с целью выявления истинных причин обнаруживаемых дефектов балансировки колес автомобиля «Москвич» и создания способов их устранения.

Анализ паспортных данных станка показал, что из всего многообразия фланцев (восемь номеров) фирма ГДР пре-

Автомобиль	Колесный диск		Фланец № 7			Фланец № 8			Масса колеса, кг	Эксцентриситет при установке колеса, мм	Дисбаланс по массе балансировочного груза, г
	Число крепежных отверстий	Диаметр окружности центров отверстий, мм	Группа отверстий	Число отверстий	Диаметр окружности центров отверстий, мм	Группа отверстий	Число отверстий	Диаметр окружности центров отверстий, мм			
«Волга»	5	139,7	С	5	140	С	5	139,7	20	0,15	15
«Жигули»	4	98	СС	4	98	СС	4	98	—	—	—
«Москвич»	5	115	С	5	116	С	5	116	14,5	0,5	40
«Нива»	5	115	С	5	116	С	5	116	22,0	0,5	50



Усредненная диаграмма распределения дисбаланса колеса автомобиля «Москвич» (1-5 — крепежные болты)

дусматривает поставку в социалистические страны фланцев только № 7 и № 8 (см. таблицу).

Как видно из таблицы, фланец № 8 отличается от фланца № 7 только характеристикой группы С. На первый взгляд может показаться, что разница в 0,3 мм не должна служить основанием для выпуска отдельного комплектующего узла. Однако фирма-изготовитель сделала это не случайно: учла эксцентриситет колеса.

При сравнении паспортных характеристик станка и технических данных автомобильных колес, взятых из конструкторской документации, обнаруживается разница между диаметрами образующих окружностей центров крепежных отверстий в 1 мм для автомобилей «Москвич» и «Нива». По-видимому, в этом и кроется причина неудовлетворительной балансировки колес автомобиля «Москвич».

С целью подтверждения выдвинутого предположения были проведены измерения, которые подтвердили разницу в 1 мм (по номинальным значениям). А это означает, что во всех случаях балансировки колесо ставится на фланец станка с некоторым случайным эксцентриситетом и в таком положении балансируется. Естественно, результаты балансировки будут нарушены при установке колеса на автомобиль.

Оценим количественно эти нарушения. Поскольку крепежные колесные болты на станке самоцентрируются, то, если один из болтов окажется затянутым прежде остальных, возникает эксцентриситет, равный полуразности диаметров

образующих окружностей центров крепежных отверстий. Предположим, что колесо до установки на станке было идеально сбалансировано относительно своего центра. Тогда эксцентричная установка колеса приведет в действие центробежные силы, которые необходимо будет уравновесить балансировочным грузом. Масса такого груза может быть подсчитана по формуле для центробежной силы. (Результаты расчетов приведены в таблице). Практически колеса на станке балансируются с определенным допуском. Если к тому же крепежные отверстия в диске колеса изношены и поверхности крепежных элементов неидеальны, груз может оказаться значительно больших размеров.

Чтобы убедиться в правильности полученных результатов, был проведен ряд экспериментов с колесом автомобиля «Москвич». Для исключения влияния возможного дисбаланса вала и фланца станка, а также отклонений массы и формы рабочей поверхности крепежных болтов, последние были пронумерованы. При этом взаимное расположение колеса, вала и фланца сохранялось неизменным. Болты затягивали постоянным крутящим моментом. В связи с тем, что не было возможности идеально сбалансировать колесо относительно его центра, эксперимент методически заключался в балансировке колеса при смещенном на фланце станка положении в сторону одного из крепежных болтов в последующим измерением дисбаланса при аналогичном смещении колеса поочередно в стороны остальных крепежных болтов.

Смещение колеса обеспечивалось очередностью затягивания болтов. По результатам измерений построена усредненная диаграмма распределения дисбаланса (см. рисунок).

В производственном объединении «Автосервис» ЛитССР начато изготовление фланцев, заменяющих импортные фланцы № 7 к станкам АМР-2. Однако эта работа имеет определенные трудности.

Заслуживают внимания самоцентрирующие зажимные приспособления, имеющиеся у станков АМР-4. Здесь проблемы точной установки колеса не существует, так как диаметр образующей окружности является величиной переменной, настраиваемой, что должно дать положительные результаты.

Таким образом, накопленный опыт и специальные исследования убедительно показывают, что при балансировке колес автомобилей «Москвич» и «Нива» при помощи станков АМР-2 имеет место недопустимо большая погрешность систематического характера, связанная с несоответствием диаметров образующих окружностей центров крепежных отверстий фланца станка и колесного диска. Это же, но в меньшей степени, следует отнести и к балансировке колес автомобилей «Волга» при использовании фланца № 7. Для использования оборудования весь парк станков АМР-2 должен быть доукомплектован в ходе эксплуатации приемными фланцами с таким расположением посадочных отверстий, которое соответствует дискам колес отечественных легковых автомобилей. Для этого фланцы необходимо изготовлять централизованно.

И Н Ф О Р М А Ц И Я



УДК 331.876.6:061.4(47):629.113.002

НА ВДНХ СССР

ОНИ НАГРАЖДЕНЫ МЕДАЛЯМИ ВДНХ

По результатам Центральной выставки научно-технического творчества молодежи ряд молодых новаторов Волжского автозавода им. 50-летия СССР удостоен высоких наград ВДНХ СССР. Так, серебряной медалью ВДНХ награжден инженер-испытатель К. А. Коробка, бронзовыми медалями — инженер-испытатель В. А. Стебнев и наладчик О. М. Кобелев, разработавшие и внедрившие в производство прибор ИДК-1 для определения начала детонации и калильного зажигания двигателя внутреннего сгорания. При-

бор (рис. 1) предназначен для исследования нарушений нормального процесса сгорания топлива путем преобразования механических колебаний корпуса свечи зажигания в электрические импульсы. Напряжение питания прибора — 220 В, потребляемая мощность — 10 Вт, число каналов — 4. Прибор защищен авторским свидетельством на изобретение.

Серебряной медалью награжден инженер-конструктор А. С. Мозговой, бронзовыми медалями — инженеры-конструкторы А. Н. Пронин и Е. Г.

Гулый, разработавшие автомат для сборки шестерен.

Автомат предназначен для запрессовки втулки в шестерню промежуточного заднего хода коробки передач, калибровки отверстия во втулке после запрессовки и контроля диаметра отверстия. Он отличается высокой степенью автоматизации, исключает ручной труд. Цикл сборки шестерни — 10 с.

Автомат состоит из станка, загрузочного устройства для шестерен, загрузочного устройства для втулок, имеет пять рабочих позиций; загруз-

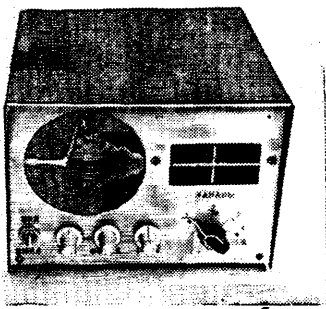


Рис. 1

ка — установка шестерни; подача втулки, запрессовка втулки, калибровка отверстия; контроль диаметра калиброванного отверстия; сортировка деталей по результатам контроля; разгрузка — установка годных деталей на свободные стержни загрузочного устройства.

Серебряной медалью награжден начальник бюро А. Н. Горбашев, бронзовыми медалями — инженер-конструктор В. А. Аносов и начальник бюро С. А. Береговой, разработавшие способ контроля качества штампуемых из листа деталей. Способ позволяет провести контрольную сборку на этапе подготовки производства автомобилей, снизить трудоемкость доработки моделей, штампов, контрольных приспособлений на 40%. Годовой экономический эффект 110 тыс. руб.

Серебряной медалью награжден инженер-конструктор А. А. Афанасьев, бронзовыми медалями — электромонтажник З. Д. Тихомирова и наладчик И. В. Богданов, разработавшие и внедрившие в производство серию регуляторов циклов сварки для сварочного оборудования типа РСМ-22, РСМ-23, РСМ-24. Регуляторы (рис. 2) предназначены для управления подвесными и стационарными одноточечными сварочными машинами. Они имеют широкий диапазон регулирования сварочного тока при неэкспонированной установке и малой дискретности автоматического ограничения сварочного тока, производят диагностику силовых контакторов на короткое замыкание, поджигание и длительную сварку, а также ее блокировку, обеспечивают самоконтроль режимов работы. Годовой экономический эффект от применения одного регулятора — 3 тыс. руб. в год.

Серебряной медалью награжден начальник бюро В. М. Карпов, бронзовыми медалями — старшие инженеры В. Н. Церлинг и А. Г. Вершинин, разработавшие типовую автоматизиро-

ванную систему управления испытанием привода электромобилей.

Система построена на базе двух микро-ЭВМ «Электроника-60», аппаратуры в стандарте КАМАК и позволяет проводить статические испытания тяговых устройств, а также имитировать на стенде работу различных узлов автомобиля, автомобиля в целом, водителя и т. д. Одна из микро-ЭВМ работает как параллельный процессор, выполняющий функции моделирования дорожных условий и т. п. Годовая экономическая эффективность системы — 39 тыс. руб.

Серебряной медалью награжден старший инженер А. В. Нефедов, бронзовыми медалями — старший инженер И. В. Зубанов и начальник отдела В. А. Штыканов, создавшие автоматизированную систему отладки управляющих программ и группового управления станками с ЧПУ. Система предназначена для подготовки пакета исходных данных алгоритмических языков, отладки управляющих программ, преданных в коде ИСО, и группового управления станками с ЧПУ типа Н55 2Л, а также координатно-измерительной машиной «Альфа-СС».

Система построена на базе двух ЭВМ типа СМ-1, состоит из трех копировально-фрезерно-расточных станков типа 615 QF с устройствами ЧПУ типа Н55-2Л и координатно-измерительной машины «Альфа-СС». Она сокращает на 30% время подготовки управляющих программ, создает, ведет и корректирует библиотеки управляющих программ на магнитных носителях ЭВМ СМ-1; в 2 раза сокращает сроки внедрения управляющих программ, в 1,7 раза — сроки изготовления деталей на станках с ЧПУ (за счет уменьшения простоев станков при отладке управляющих программ). Годовой экономический эффект от внедрения системы — 112 тыс. руб.

Серебряной медалью награжден начальник конструкторского бюро Ю. П. Кукоба, бронзовой медалью — техник А. Ю. Кукоба, разработавшие реверсивную лебедку, предназначенную для вытаскивания застрявших автотранспортных средств, а также катеров и лодок на берег. Лебедка состоит из корпуса, барабана и механизмов стопорения. Ее привод осуществляется вручную.

В отличие от аналогов, лебедка имеет повышенную до 1 т грузоподъемность; длина троса — 11 м, усилие на рычаге при максимальной грузоподъемности — 0,4 кН. Габаритные размеры лебедки 190×190×55 мм, масса — 4,5 кг. Защищена авторскими свидетельствами на изобретение.

Серебряной медалью награжден инженер-технолог А. Н. Каптеев, бронзовой — старший инженер Т. Т. Деревянкина, разработавшие флюс для пайки и луже-

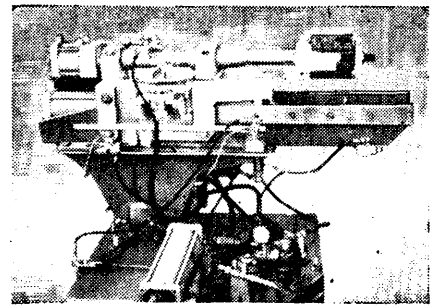


Рис. 4

ния легкоплавкими оловянно-свинцовыми припоями. Основными компонентами флюса являются хлористый цинк, хлористый аммоний, соляная кислота и вода. Для повышения активности флюса при пайке поверхностей, имеющих загрязнение органического характера, флюс дополнительно содержит ацетоуксусный эфир. Все это позволяет в некоторых случаях отказаться от предварительной подготовки поверхности под пайку и лужение.

Флюс защищен авторским свидетельством на изобретение.

Серебряной медалью награжден инженер-конструктор Л. С. Гутерлайт, бронзовыми медалями — инженеры-конструкторы А. Ф. Кольчугин и П. В. Михалев, разработавшие конструкцию сборных шлифовальных кругов, элементы которых можно использовать многократно. Круги (рис. 3) предназначены для шлифовки как плоской, так и криволинейной поверхности.

Эксплуатационная частота вращения круга — 3000 мин⁻¹, шероховатость поверхности обрабатываемых деталей зависит от величины зерна абразивных полотен.

Круги защищены авторским свидетельством на изобретение.

Серебряной медалью награжден художник-конструктор А. В. Селин, бронзовыми медалями — художник-конструктор А. А. Захаров и инженер-конструктор В. В. Маркелов за разработку и художественное оформление панели приборов легкового автомобиля ВАЗ-2107.

Панель состоит из корпуса, защитного противобликового стекла, шести приборов (спидометра, тахометра, указателя давления масла, указателя температуры воды, указателя уровня топлива, вольтметра) и блока контрольных ламп (7 шт.). Она отличается оригинальной компоновкой, высоким эстетическим уровнем оформления, наличием противобликового стекла, исключающего искажение показаний приборов, повышенной информативностью.

Бронзовыми медалями награждены инженер Ф. И. Рассохин и слесарь А. В. Ражев, разработавшие полуавтомат (рис. 4) для извлечения тонкостенных отливок из центробежной литейной машины и укладки их на накопитель. В отличие от аналогов, в нем применен принцип извлечения отливок за счет использования вибратора. Грузоподъемность автомата — 50 кг, скорость движений — не более 0,2 м/с, привод — пневматический (0,4—0,7 МПа), рабочее давление — 0,63 МПа, диаметр поршня пневмоцилиндров — 125 мм.

Автомат защищен авторским свидетельством на изобретение.

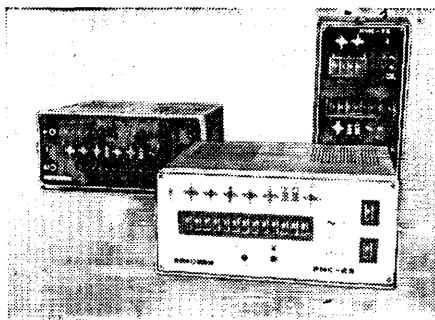


Рис. 2

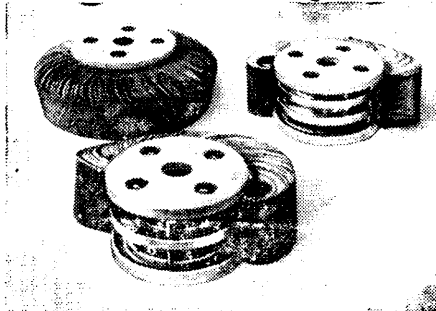


Рис. 3

Автоматизированный комплекс оборудования для производства точных отливок по выжигаемым моделям состоит из автоматической линии мод. 62001 (рис. 1) для изготовления модельных блоков из термопласта (автоматы мод. 72201 и мод. 4159), автоматической линии мод. 64002 для изготовления керамических форм, приспособления мод. 2824 для съема керамического блока со стойки, агрегата мод. 66002 для обжига, формовки, заливки и охлаждения отливки, установок мод. 68401 для обрубки питателей.

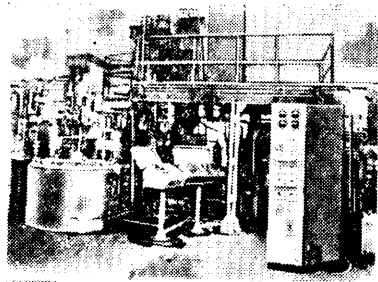


Рис. 1

Техническая характеристика автоматической линии мод. 62001

Производительность цикловая, максимальная, бл./ч	60
Темп работы, с	6—15,2
Число позиций (пресс-форм), шт.	8
Размеры пресс-форм, мм:	
длина	320
ширина	320
высота	300
Размеры модельного блока (максимальные), мм:	
диаметр	300
высота	500
Доза впрыска (по невененному полистиролу), см:	
максимальная	120
минимальная	10
Усилие запырания пресс-формы при впрыске, кН	30
Время впрыска дозы полистирола, с	0,3—0,5
Масса, т	15

Техническая характеристика автоматической линии мод. 64002

Производительность, покрытий/ч, при скорости конвейера:	
6,4 м/мин	600
2,13 м/мин	200
Число слоев покрытия	3, 4, 5 и 6
Время сушки одного слоя при скорости конвейера 6,4 м/мин, мин:	
на воздухе	20
в парах аммиака	5
выветривание	7,5
Параметры воздуха в камере сушки:	
температура, К	До 353
относительная влажность, %	более 40%
скорость, м/с	До 6
Наибольшие размеры обрабатываемого модельного блока, мм:	
описанный диаметр	300
длина	500
Рабочий объем ванны обмазки, м ³	0,09
Рабочий объем песка в пескосыпе, м ³	0,35
Масса, т	80

Техническая характеристика агрегата мод. 66002

Производительность (средняя), бл./ч	90
Наибольшие размеры обрабатываемого блока, мм:	
описанный диаметр	300
длина	500

Температура прокаливания (максимальная), К	1170
Время прокаливания (среднее), мин	30
Время охлаждения (среднее), мин:	
залитых блоков перед расформовкой	7
расформованных блоков	12
Масса песка в обороте, т	4
Масса агрегата, т	80

Техническая характеристика установки мод. 68401

Производительность (цикловая), отливок/ч	2400
Наибольшее усилие, кН	10
Ход ползуна, мм	130
Число ходов ползуна в 1 мин	40
Число позиций поворотного стола	6
Наибольшие размеры отливок, мм:	
длина	200
ширина	125
высота	83
Максимальные размеры питателя, мм	20×20
Масса установки, т	7,8

Процесс и оборудование для производства точных отливок по выжигаемым моделям по сравнению с производством отливок по выплавляемым моделям позволяют повысить производительность труда на 30%, снизить себестоимость литья на 25—30%, сократить технологический цикл изготовления отливок в 3 раза, улучшить санитарно-гигиенические условия труда и уменьшить загрязнение атмосферы.

Разработчик комплекса — НИИТавтопром.

Комплекс «Станок—робот» мод. 81.161 (рис. 2) предназначен для токарной обработки детали типа «вал».

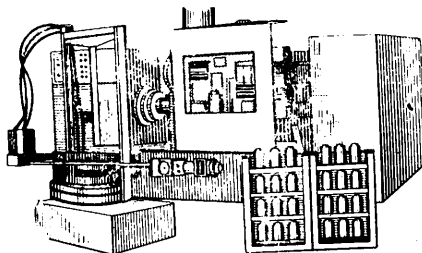


Рис. 2

Он состоит из токарного полуавтомата с ЧПУ мод. 1713Ф3, манипулятора с ЦПУ мод. СМ40Ц4011 и магазина. Манипулятор имеет пять степеней свободы и работает в полярной цилиндрической системе координат с вертикальной осью. Весь его цикл разделен на четыре повторяющихся микроцикла (микропрограммы): взять деталь из магазина, загрузить станок, разгрузить станок, положить деталь в накопитель.

В системе управления манипулятором используется распределительное восьмитактное устройство, которое вводит программу, заложенную в долговременную память всех четырех микропрограмм. Долговременной памятью каждой микропрограммы является ее функциональное наборное поле, в котором можно набирать любую структуру микропрограммы в пределах восьми исполнительных движений. Конструкция автоматического манипулятора позволяет осуществлять набор микропрограммы на месте по специальной таблице.

Горизонтально установленная рука манипулятора имеет кисть с клещевым захватом деталей и три степени свободы: поворот вокруг оси на 270°, возвратно-поступательное вертикальное и горизонтальное перемещение на 750 мм. У кисти две степени свободы движения: поворот горизонтальной оси на 180° и горизонтальное возвратно-поступательное перемещение, перпендикулярное горизонтальному перемещению руки на 60 мм.

Гидрооборудование робота состоит из трех гидроцилиндров (поворота вокруг вертикальной оси, горизонтального и вертикального перемещения руки), а также соответствующих реверсивных распределителей управления этими перемещениями. Распределители — трехпозиционные четырехходовые. В среднем положении они соединяют линию давления со сливной магистралью, что позволяет автоматически произвести разгрузку станка (через специальный осевой дроссель с гидроуправлением). Дросселем управляет двухпозиционный реверсивный распределитель типа 54Б ПГ 73—11. В рабочем положении осевой дроссель обеспечивает скорость перемещения руки в пределах от 0,21 до 0,4 м/с (в зависимости от рабочей площади гидроцилиндра). Эта скорость позволяет получать точность позиционирования ±1 мм, что удовлетворяет требованиям к точности позиционирования при загрузке — разгрузке станков.

Разработчик и изготовитель — Краснодарское станкостроительное производственное объединение им. М. И. Калинина.

Техническая характеристика полуавтомата мод. 1713Ф3

Пределы частот вращения шпинделя, мин ⁻¹	125—1250
Ход суппорта, мм:	
продольный	750
поперечный	160
Дискретность перемещений, мм:	
продольных	0,01
поперечных	0,005
Пределы рабочих подач суппорта, мм/мин	5—600
Вместимость магазина деталей, шт.	9
Длина заготовки, мм:	
наибольшая	540
наименьшая	240
Диаметр заготовки, мм:	
наибольший	135
наименьший	25
Мощность главного привода, кВт	22

Техническая характеристика манипулятора СМ 40Ц4011

Грузоподъемность, кг	40
Максимальная скорость вертикального перемещения руки, мм/с:	
вверх	210
вниз	350
Максимальная скорость горизонтального перемещения руки, мм/с:	
вперед	350
назад	400
Поворот захвата, град	180
Габаритные размеры манипулятора, мм	2270×950×2200
Масса, кг	11 000

Специальный токарный гидрокопировальный станок с автоматическим загрузочным устройством мод. КМ 148 (рис. 3) предназначен для токарной обработки деталей типа «вал». Он состоит

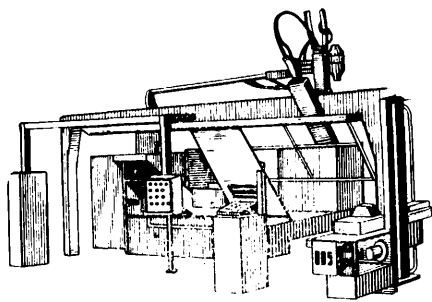


Рис. 3

из токарного гидроконтролируемого станка на базе модели КМ 144, манипулятора типа «Пирин» производства НРБ и транспортера деталей.

бочей зоны станка на транспортер и наоборот. Привод захватов производится гидроцилиндром, шток которого через систему рычагов поворачивает захваты вокруг осей.

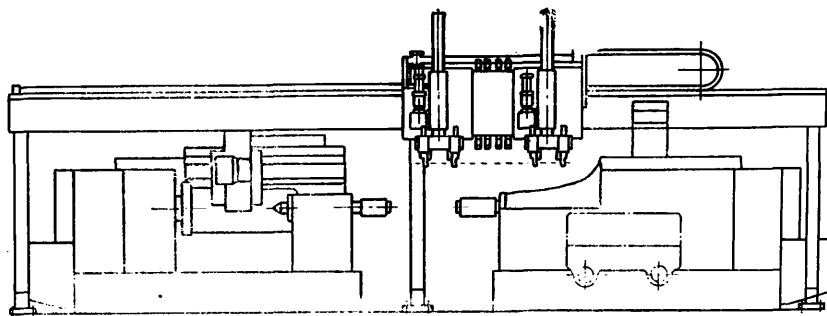
Техническая характеристика станка мод. КМ 148

Наибольшие размеры обрабатываемого изделия, мм:		
диаметр	100
длина	1000
Пределы частоты вращения, мин ⁻¹	80—400
Ход суппорта, мм:		
продольный	1010
поперечный	165
Пределы рабочих подач суппорта, мм/об	0,25—1,4
Длина транспортируемых изделий, мм:		
наибольшая	1000
наименьшая	400

и чистовую токарную обработку в центрах цилиндрических, конических и фасонных поверхностей, галтелей, фасок, прорезку различных канавок, нарезание резьбы и т. п. Обработка деталей выполняется с точностью в пределах 2-го и 3-го классов в соответствии с заданной программой. Промышленный робот обеспечивает загрузку станков в любой последовательности; программа работа задается методом обучения с использованием оперативной памяти. Долговременное хранение программы осуществляется на магнитной ленте.

Линия оснащена транспортерами для механической уборки стружки, ограждением и соответствующими блокировками в целях безопасности обслуживающего персонала, световой сигнализацией о

Рис. 4



Портальный манипулятор состоит из портала, каретки, механических рук, захватов, электрошкафа, пульта управления и гидростанции. Портал представляет собой балку, установленную на двух опорах. На ней смонтированы направляющие, по которым движется каретка. К плите, являющейся составной частью каретки, крепятся панели с гидрораспределителями, гидроаккумулятор, гидродвигатель, механические руки и ходовые колеса.

Возвратно-поступательное движение каретки по направляющим портала обеспечивается гидродвигателем, на оси которого установлено зубчатое колесо, входящее в зацепление с рейкой, закрепленной на одной из направляющей портала. Скорость гидродвигателя регулируется бесступенчато. Точность позиционирования при горизонтальном перемещении каретки по упору $\pm 0,25$ мм, по кулачку $\pm 0,5$ мм.

Механические руки выполняют возвратно-поступательное движение. Они состоят из штока, скалок, движущихся в роликах при помощи гидроцилиндра. В нижней части рук закреплены фланцы, на которых установлены захваты, зажимающие деталь при переносе ее из ра-

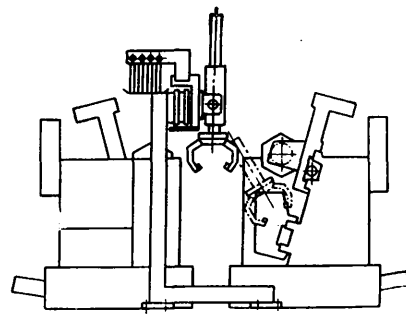
Диаметр транспортируемого изделия, мм:		
наибольший	170
наименьший	40
Вместимость транспортера, шт:		
заготовок	6
обработанных деталей	6
Мощность главного привода, кВт		55
Габаритные размеры, мм		7895×4210× ×B280
Масса, кг		13 600

За счет применения автоматической загрузки производительность станка, по сравнению со станком мод. КМ 144, больше в 1,8 раза.

Разработчик и изготовитель станка — Краснодарское станкостроительное производственное объединение им. М. И. Калинина.

Автоматическая быстропереналаживаемая линия мод. ЛАС ЧПУ (рис. 4) предназначена для токарной обработки деталей типа валов различной конфигурации в серийном и мелкосерийном производствах.

Линия комплектуется из специальных токарных полуавтоматов с ЧПУ мод. 1Б732ФЗУЗ, промышленного двурукого портального робота мод. СМ 160Ф2, магазинов заготовок и обработанных деталей. На линии производят черновую



работе станков и информации о состоянии всей линии.

Техническая характеристика линии

Наибольший диаметр транспортируемых деталей, мм		400
Наибольший диаметр зажима захвата, мм		250
Длина детали, мм:		
наибольшая	1400
наименьшая	500
Число одновременно обрабатываемых деталей		1—3
Грузоподъемность каждой руки, кг		160
Число деталей на накопителях при диаметре детали:		
до 250 мм	10
от 250 до 400 мм	5
Суммарная мощность, кВт		150
Габаритные размеры линии, мм		13500×6980× ×4170

Разработчик и изготовитель — Московское производственное объединение «Станкостроительный завод» им. Серго Орджоникидзе.

В. Ф. РЖЕВСКИЙ, А. З. БРОДСКИЙ

НИИТавтопром

УДК 621.7.024.06

УСТАНОВКА ДЛЯ МОЙКИ ВНУТРЕННИХ ПОЛОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

ОДНИМ из важнейших факторов повышения качества, надежности и долговечности деталей является эффективность их очистки в процессе мойки, особенно очистки внутренних полостей от оставшихся после обработки твердых частиц и смазочно-охлаждающей жидкости: при некачественной очистке оставшиеся в этих полостях частицы загрязнений затрудняют процесс сборки, снижают эксплуатационные качества деталей. Важную роль здесь играют выбор оптимального состава моющей жидкости и интенсификаторов процесса.

Машины для мойки деталей с интенсификаторами процесса очистки находят все более широкое применение на предприятиях Минавтопрома, однако все они не очень эффективны при мойке деталей с глухими внутренними полостями, особенно резьбовыми. Поэтому на Ворошиловградском заводе автомобильных клапанов была изготовлена установка для межоперационной промывки толкателей клапанов двигателя ГАЗ-51, имеющих глухое резьбовое отверстие. Ее отличие от известных установок состоит в том, что мощная жидкость подается во внут-

реннюю полость детали, причем подается непрерывно на протяжении всего цикла мойки.

Для промывки деталей (рис. 1) применяется подогретый до температуры 350—360 К раствор, который из бака 8 насосом 7 по трубопроводу 3 подается к внутреннему 4 и внешнему 2 коллекторам. Внутренний коллектор 4 установлен жестко на поворотном полом валу и имеет сопловые насадки, через которые моющая жидкость поступает в полости деталей. Промывка наружных поверхностей осуществляется тем же раствором,

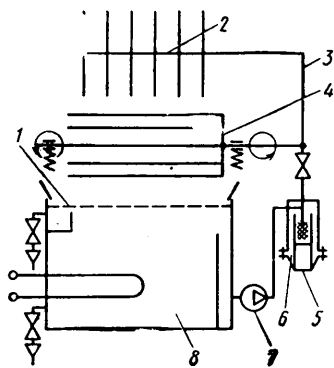


Рис. 1

поступающим к внешнему коллектору 2, установленному в моечной камере.

Очистка моющей жидкости осуществляется в два этапа: сначала от крупных частиц и случайно упавших деталей (при помощи выдвинутой сетки 1, установленной в верхней части бака), а затем в центробежном фильтре — отделителе твердых частиц 6. Периодическая очистка фильтра 6 от осевших загрязнителей производится через люк 5.

Основной элемент установки — устройство для размещения и мойки деталей (рис. 2) работает следующим образом: детали, ориентированные по оси, загружаются в устройство 3, откуда автоматически поступают в ячейки 9 горизонтального цилиндра 2, жестко установленного на валу 5, и за счет его периодического вращения подаются в моечную камеру 4. Промытые детали под действи-

ем силы тяжести выпадают в лоток 7 и далее поступают в тару либо транспортную систему. Загрязненная жидкость по индивидуальным лоткам 6 отводится в бак, где очищается и снова подается в зону мойки. Для предотвращения попадания моющей жидкости в зону загрузки боковые стенки моечной камеры 4 снабжены неподвижными щитками 1.

Цикл мойки начинается после выхода сопловых насадок 8 из зоны перекрытия щитков 1 и заканчивается выгрузкой деталей.

В установке применен интенсификатор процесса — колебательные движения устройства для размещения и мойки деталей, генерируемые свободно вращающимся на валу 5 дебалансом 10. Под действием колебаний детали соударяются и ударяются о стенки цилиндра 2, что способствует более быстрому отделению загрязняющих частиц и их удалению из полостей. Требуемая амплитуда колебаний устанавливается путем смещения центра масс дебаланса 10, который выполнен в виде двух взаимно фиксируемых дисков с неуравновешенными массами. Колебания смягчаются пружинными элементами 11.

Вращение устройства для размещения и мойки осуществляется храповым меха-

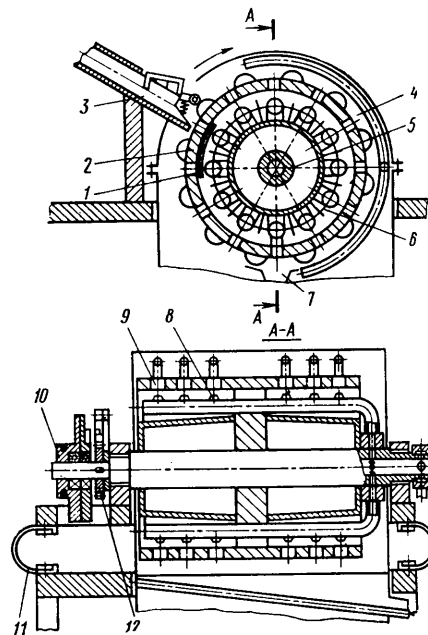


Рис. 2

низмом 12 от привода. Угол поворота регулируется изменением радиуса кривошипа привода.

Установка может быть встроена в автоматическую линию.

Техническая характеристика установки

Производительность, шт./ч	2700—5400
Число ячеек в цилиндре	6×18=108
Давление моющей жидкости, МПа	0,3
Производительность насоса, м³/ч	20
Габаритные размеры установки, мм	1600×1700×1540
Масса, кг	1450

Н. В. КОРОБКА

Ворошиловградский завод автомобильных клапанов

В числе важнейших задач, решаемых автомобильной промышленностью, всегда было и остается обеспечение колхозов и совхозов автотранспортными средствами, двигателями для мощных тракторов, автотракторным электрооборудованием, подшипниками и запасными частями. Майский (1982 г.) Пленум ЦК КПСС, принявший Продовольственную программу СССР, поставил перед отраслью новую, еще более важную задачу — транспортное обеспечение всего агропромышленного комплекса. Чтобы ее решить, автомобилестроители расширяют выпуск давно и хорошо зарекомендовавшей себя в условиях сельскохозяйственного производства автомобильной техники, продолжают ее совершенствование с целью повышения надежности, долговечности, расширения возможностей; разрабатывают и внедряют в производство новые ее модели и модификации, новые типы, в наибольшей степени отвечающие потребностям и нуждам тружеников сельского хозяйства и связанных с ним отраслей промышленности. Все эти вопросы найдут отражение в новой рубрике нашего журнала:

ОТРАСЛЬ — ДЛЯ ПРОДОВОЛЬСТВЕННОЙ ПРОГРАММЫ СССР

УДК 629.114.73

АВТОТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА, ВЫПУСКАЕМЫЕ ДЛЯ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

XXVI съезд Коммунистической партии Советского Союза утвердил грандиозную программу экономического и социального развития страны на восьмидесятилетие. Значительная роль в ее реализации отведена автомобильной промышленности. Решениями съезда, майского (1982 г.) и ноябрьского (1982 г.) Пленумов ЦК КПСС предусматривается, в частности, дальнейшее развитие специализированных автотранспортных средств, предназначенных для надежного обеспечения агропромышленного комплекса. Так, в соответствии с принятой майским (1982 г.) Пленумом ЦК КПСС Продовольственной программой СССР за текущее десятилетие агропромышленный комплекс должен получить более 3 млн. грузовых автомобилей, 3,2 млн. тракторных прицепов, 110 тыс. молоковозов и более 50 тыс. полуприцепов-скотовозов,

около 77 тыс. автомобилей-рефрижераторов и много другой автотранспортной техники.

Уже первые два года XI пятилетки показали, что отрасль успешно справляется с поставленными перед ней задачами. Например, в настоящее время число моделей автотранспортных средств, предназначенных для нужд агропромышленного комплекса, достигло 60. Наиболее массовыми из них являются автомобили-самосвалы, а также прицепы для грузовых автомобилей и тракторов.

Автомобили-самосвалы. Для перевозки сельскохозяйственных грузов по дорогам всех категорий (включая проселочные) наиболее широко используются автомобили-самосвалы ГАЗ-САЗ-53Б, САЗ-3502, ЗИЛ-ММЗ-554М.

Автомобиль-самосвал ГАЗ-САЗ-53Б типа 4×2 (рис. 1) на шасси ГАЗ-53-02

предназначен для перевозки грузов малой объемной массы и выпускается Фрунзенским автосборочным заводом и Законом по производству автосамосва-



Рис. 1

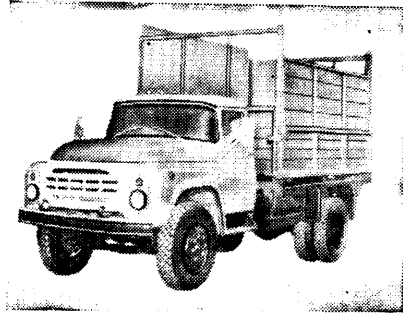


Рис. 2

лов (г. Саранск). На автомобиле установлен восьмицилиндровый карбюраторный двигатель ЗМЗ-53 мощностью 84,5 кВт (при $n=3200$ мин⁻¹). Грузоподъемность 3,5 т, максимальная скорость 85 км/ч, контрольный расход топлива 24 л/100 км при скорости 40 км/ч. Платформа автомобиля металлическая, прямобортная с надставными бортами, при разгрузке опрокидывается на три стороны. Объем платформы без надставных бортов 5,0 м³, с бортами — 9,0 м³. Время разгрузки 20 с.

Автомобиль-самосвал ЗИЛ-ММЗ-554М типа 4×2 (рис. 2) на шасси ЗИЛ-130Б2-76 предназначен для перевозки минеральных удобрений и других сыпучих грузов. Может также буксировать прицеп ГКБ-819 грузоподъемностью 5,0 т. Выпускается автомобиль Мытищинским машиностроительным заводом. Он снабжен восьмицилиндровым V-образным карбюраторным двигателем ЗИЛ-130 мощностью 130 кВт (при $n=3200$ мин⁻¹). Грузоподъемность 5,5 т, максимальная скорость 80 км/ч, контрольный расход топлива 31 л/100 км при скорости движения 40 км/ч. Платформа — металлическая прямобортная с деревянным полом, покрытый стальным листом. Допускается установка надставных бортов. При разгрузке платформа опрокидывается на три стороны. Разгрузочные механизмы автомобиля унифицированы с механизмами автомобиля-самосвала ГАЗ-САЗ-53Б. Объем платформы без надставных бортов 6,0 м³, с низкими бортами — 12,5 м³. Время разгрузки 15 с.

Автомобиль-самосвал САЗ-3502 типа 4×2 (рис. 3) на шасси ГАЗ-35-02 предназначен для загрузки бункеров высадко-посадочных машин, разбрасывателей удобрений и других сельскохозяйственных машин, имеющих различную погрузочную высоту, а также для укладки навоза в бурты. Он выпускается Фрунзенским автоборочным заводом.

На автомобиле установлен восьмицилиндровый V-образный карбюратор-

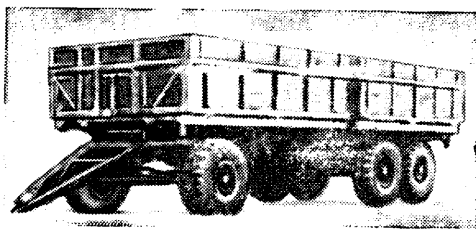


Рис. 4

ный двигатель ЗМЗ-53 мощностью 84,5 кВт (при $n=3200$ мин⁻¹). Грузоподъемность 3,2 т, наибольшая скорость 85 км/ч, контрольный расход топлива 24 л/100 км при скорости 40 км/ч. Платформа автомобиля — сварная прямобортная с надставными сетчатыми бортами и дополнительным задним бортом, разгружается назад. Механизм предварительного подъема платформы — рычажно-шарнирный четырехзвенник, образованный надрамниками и передними и задними рычагами подъема. Телескопический гидродоъемник шарнирно закреплен на переднем рычаге и верхнем надрамнике. Объем платформы без надставных бортов 3,78 м³, с надставными — 6,7 м³. Время полного цикла разгрузки 70 с.

Прицепы. Автомобильная промышленность поставляет сельскому хозяйству одно-, двух-, трех- и четырехосные прицепы, специализированные по видам перевозимых грузов. По сцепным устройствам прицепы универсальны (могут буксироваться не только автомобилями-тягачами, но и тракторами). Например, на транспортных сельскохозяйственных работах широко применяются трехосные прицепы-самосвалы ММЗ-786 (рис. 4) грузоподъемностью 12 т и двухосные прицепы ММЗ-771Б грузоподъемностью 9 т. Эти прицепы выпускают для тракторов классов тяги 3,0 т (Т-150К) и 5,0 т (К-700, К-701). Общая грузоподъемность такого тракторного автопоезда 21 т, максимальная скорость 33 км/ч.

Прицеп-самосвал ММЗ-771Б (рис. 5) имеет две цельнометаллические платформы объемом 8,5 м³ и два комплекта съёмных надставных бортов (объем платформы с бортами — 16,5 м³). Направление опрокидывания платформ — на боковые стороны.

В X пятилетке проведена модернизация этих прицепов, в результате которой их грузоподъемность увеличена на 1 т, а металлоемкость уменьшена на 250—350 кг.

Прицеп-самосвал 2ПТС-4А выпускается Джанкойским машиностроительным заводом и Балашовским заводом автотракторных прицепов. Он предназначен для перевозки сельскохозяйственных грузов больших объемов, например, измельченной соломы при поточной уборке зерновых, сенажа и т.п. Применяется он в составе тракторного по-

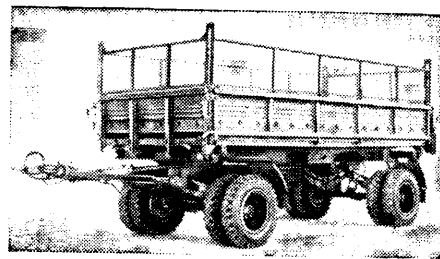


Рис. 6

езда с тракторами класса тяги 0,9—1,4 т. Грузоподъемность прицепа 4,0 т, наибольшая скорость тракторного поезда 30 км/ч. Прицеп-самосвал имеет сварную металлическую платформу с тремя откидными бортами. Объем платформы и сменного кузова 20 или 45 м³.

В XI пятилетке предусматривается модернизация прицепов этого типа: модели 2ПТС-4А — на предприятиях Минавтопрома, а ее разновидности 2ПТС-4АН — на заводах Гомсельхозтехники. После модернизации оба прицепа будут иметь пневмопривод тормозов, буксирное устройство и выводы для электрооборудования и гидропривода, это позволит тракторам работать с двумя прицепами. Кроме того, металлоемкость их станет меньше.

Прицеп-самосвал 2ПТС-4М выпускается Грозненским заводом транспортного машиностроения. Он предназначен для работы с трактором Т-40М. Грузоподъемность прицепа 4,0 т, наибольшая скорость — 30 км/ч. Платформа прицепа деревометаллическая с тремя откидными бортами, пол — металлический. Объем платформы без надставных бортов 3,58 м³, с низкими надставными бортами — 6,1 м³. Время разгрузки 30 с.

Кроме перечисленных, отрасль выпускает для сельского хозяйства прицеп-самосвал ГКБ-819 к автомобилю ЗИЛ-ММЗ-554М; ГКБ-819Б — к автомобилю ЗИЛ-130Г; ГКБ-8527 (рис. 6) — к автомобилю КамАЗ-55102. Их некоторые технические характеристики приведены в таблице.

Параметры	Серийно выпускаемые модели прицепов		
	ГКБ-8527	ГКБ-819	ГКБ-817Б
Грузоподъемность, кг	5000	5400	5000
Объем платформы, м ³	6,4	7,9	6,22
Разгрузка платформ	Двухсторонняя		
Погрузочная высота по полу платформы, мм	1340	380	1298

На большинстве выпускаемых прицепов установлены пневматическая тормозная система, бамперы безопасности, современное электрооборудование, что обеспечивает соответствие данных транспортных средств требованиям безопасности при эксплуатации. Модификации и комплектации прицепов рассчитаны на удовлетворение всех условий эксплуатации в сельском хозяйстве. В частности, к некоторым тягачам прицепы изготавливаются с бортовой платформой открытого типа, с тентом-пологом, с уплотнениями для перевозки зерна, надставными (низкими и высокими) бортами, с дополнительным задним бортом

М. Б. АНДРЕЕВ

Автомобильная промышленность, 1983, № 6.

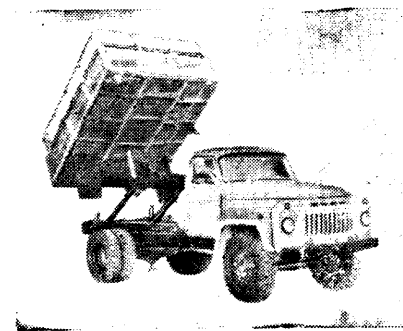


Рис. 3

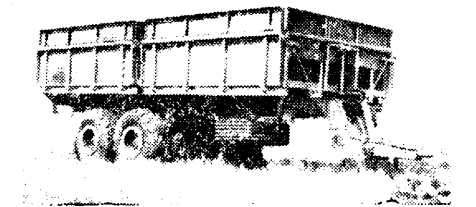


Рис. 5

УДК 621.822.87

КОНИЧЕСКИЕ РОЛИКОПОДШИПНИКИ ПОВЫШЕННОЙ ТОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ

Подшипниковой промышленностью освоено производство ряда шариковых и роликовых подшипников прогрессивных конструкций. Особое место среди них занимают радиально-упорные конические однорядные и двухрядные роликоподшипники типов 17000, 67000 и 697000, имеющие малый угол контакта и высокую точность изготовления.

Примером первого типа может служить подшипник 17000Л (рис. 1).

Его отличительные особенности — наружное кольцо с отверстиями по торцам для 24 витых пружин, обеспечивающих постоянство заданного преднатяга подшипника в собранном узле, и увеличенная ширина этого кольца, за счет

ная радиальная жесткость и относительно меньшее давление торца роликов на борт внутреннего кольца (за счет малого угла наклона дорожки качения); наличие упорного бурта на наружном кольце, упрощающее конструкцию подшипникового узла, обработку корпуса и монтаж подшипника; различное число роликов в ряду (в переднем ряду со стороны упорного бурта на один ролик больше), что приводит к уменьшению резонансных колебаний при высоких скоростях вращения; наличие дистанционного кольца, обеспечивающее при сборке подшипника определенный зазор или натяг.

готовления за счет применения метода шлифования дорожки качения «на проход»; фиксация комплекта роликов с сепаратором осуществляется за счет стопорного кольца, вставляемого в канавку на дорожке внутреннего кольца, что позволяет контролировать состояние рабочих поверхностей последнего при сборке подшипника, а также при его эксплуатации.

В подшипниках 17000Л, 67000Л и 697000Л применяется массивный латунный сепаратор, центрируемый по дорожке качения внутреннего кольца и по наружной поверхности борта. Однако в настоящее время успешно проходят испытания конструкции корончатого сепаратора, центрируемого по дорожке качения внутреннего кольца и по роликам, который позволит уменьшить расход латуны на изготовление сепаратора и снизить массу подшипника.

Каждый из типов подшипников имеет несколько типоразмеров (см. таблицу).

Новые подшипники находят достаточно широкое применение. Например, на рис. 4 показана конструкция шпиндельного узла токарного станка модели 16Б16, в котором применены одноряд-

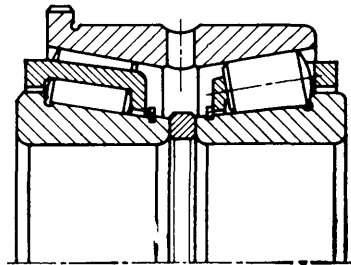
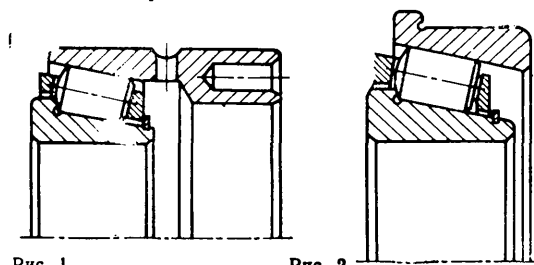


Рис. 1

Рис. 2

Рис. 3

Обозначение подшипника	Габаритные размеры, мм			Грузоподъемность, кг		Обозначение подшипника	Габаритные размеры, мм			Грузоподъемность, кг	
	внутренний диаметр	наружный диаметр	ширина	динамическая	статическая		внутренний диаметр	наружный диаметр	ширина	динамическая	статическая
17810Л	50	90	57	6080	5090	67844Л	220	340	76,5	64290	75390
17812Л	60	110	67	8550	7570	67848Л	240	320	51,5	34570	47060
17814Л*	70	120	65,44	9780	7800	67852Л	260	360	64,5	52560	68560
17716Л*	80	140	77,07	12510	12000	67856Л	280	420	87,7	91230	113400
17819Л*	95	152,4	68	9500	11380	697712Л*	60	100	58	12280	11470
17920Л	98,425	152,4	83,9	—	—	697812Л	60	110	73	14670	15150
17722Л	110	170	73	14300	15000	697912Л	60	95	55	9520	10750
67712Л	60	100	25,4	6590	5730	697815Л*	75	130	73	21830	23790
67920Л	98,425	152,4	38,1	15850	15830	697716Л*	80	140	85	22300	25270
67820Л	100	168	36,5	—	—	697920Л1*	98,425	152,4	92	27180	31660
67824Л	120	190	47,5	21500	—	697824Л*	120	190	108	36900	46300
67738Л	190	260	45,5	26880	32960	697928Л	140	210	100	40500	—
67838Л	190	290	51	33040	36230	697732Л	160	240	110	45010	61900
67744Л	220	300	51,5	32550	43380	697838Л*	190	290	130	56650	72520

* Подшипники, выпускаемые ГПЗ-15 (г. Волжский).

чего исключается возможность перекоса и защемления кольца в корпусе. В наружных же кольцах выполнены и отверстия для подачи смазки в полость подшипника. Углы наклона дорожки качения наружного кольца и конических роликов в этом подшипнике невелики, благодаря чему давление торца ролика на борт внутреннего кольца оказывается тоже незначительным.

Подшипник типа 67000Л (рис. 2) имеет наружное кольцо нормальной ширины, но с буртом, что упрощает конструкцию крепления подшипника в корпусе изделия.

Подшипник типа 697000Л (рис. 3) — двухрядный. Его преимуществами перед обычными роликовыми коническими двухрядными подшипниками являются повышен-

ные подшипники с широким наружным кольцом (2—17814Л) и двухрядные с буртом на наружном кольце (2—697716Л). Эти подшипники рассчитаны

Все перечисленные выше типы подшипников идентичны по конструкции блоков внутренних колец с роликами и сепараторами. Так, внутренние кольца не имеют малого борта, что позволяет обеспечить высокую точность их из-

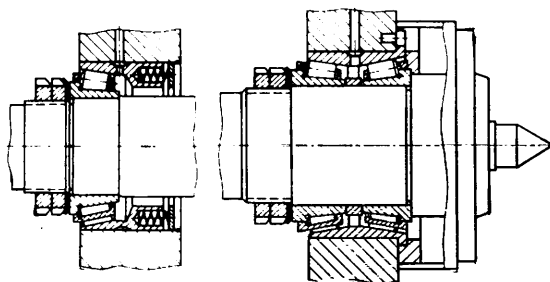


Рис. 4

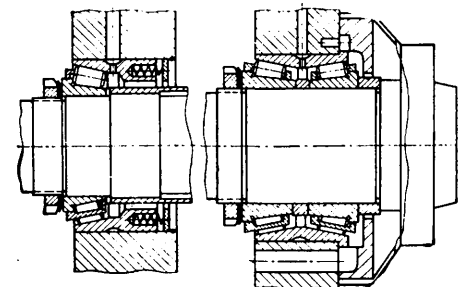


Рис. 5

на следующий режим работы: $n=3000 \text{ мин}^{-1}$; $R=7 \text{ кН}$; $A=3,2 \text{ кН}$; $k_c=1,2$; $h_{ж}=20 \text{ 000 ч}$. Как показали испытания, они полностью удовлетворяют эксплуатационным нормам станка и находятся на уровне лучших зарубежных аналогов.

На рис. 5 показана конструкция шпиндельного узла станка мод. 16Б20П завода «Красный пролетарий» с двухрядными подшипниками 697920Л1 и од-

порядными 17716Л класса точности 2 по ГОСТ 21512-76. Эти подшипники применяются на следующем режиме работы: $n=12,5 \div 2000 \text{ мин}^{-1}$; $R=16,3 \text{ кН}$; $A=4,8 \text{ кН}$; $k_c=1,2$; $h_{ж}=20 \text{ 000 ч}$. Их применение вместо ранее устанавливаемых подшипников 4-3182120 и 4-46216Л позволило увеличить сечение снимаемой стружки на 35-40%, повысить долговечность подшипниковых опор, в 2,5 раза уменьшить число замен

подшипников в межремонтный период. Эти преимущества достигаются за счет повышения радиальной (на 30-50%) и осевой (на 40%) жесткости шпинделя, смонтированного на конических роликоподшипниках, обладающих улучшенными динамическими свойствами.

**Б. А. ЯХИН, М. КИМ-ДАРОВ,
А. И. ШАТАЛИНА**

АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ВИДЫ ТОПЛИВА ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ

УДК 621.43-61 «313»

В БЛИЖАЙШИЕ годы автомобильный транспорт, безусловно, останется основным видом транспорта при перевозках грузов и пассажиров на расстояния до 400-500 км. Обеспечение его топливом, очевидно, будет проблемой, усугубляющейся с каждым годом, так как реальной альтернативы для двигателя внутреннего сгорания пока нет. Поэтому понятно, почему за рубежом так много внимания уделяется новым видам топлива. (Американские специалисты, например, считают, что в будущем для внедорожных транспортных средств большой грузоподъемности будут применяться мелкодисперсные смеси угля и дизельного топлива). И тем не менее, основными видами топлива, по крайней мере в ближайшем десятилетии, останутся бензин и дизельное топливо. Причем использование последнего будет увеличиваться при одновременном снижении доли бензина, что при постоянном росте парка автомобилей в мире обещает снижение темпов роста потребления нефтяного топлива. Так, по мнению специалистов фирмы «Стандард Ойл оф Калифорния», производство нефтепродуктов достигнет максимума к 1990 г. и начнет снижаться к концу нынешнего столетия, поэтому уже сейчас необходимо заниматься разработкой промышленных процессов производства топлива не нефтяного происхождения.

В настоящее время производством искусственного нефтяного топлива из угля в больших масштабах занимаются лишь в ЮАР, где это топливо позволяет обеспечить до половины потребностей страны. Другой аналогичный крупный проект принят в 1980 г. в США. В соответствии с ним в стране будет производиться жидкое и газообразное топливо из угля, газохол и т. д.

Газ, получаемый из угля, представляет собой смесь водорода, окиси углерода и метана. Теплотворность его достигает примерно 40% теплотворности природного газа. В таком виде он может использоваться в промышленных целях как сырье для химической промышленности и топливо для парогенераторных установок. Повышение теплотворности достигается проведением реакции между водородом и окисью углерода, входящих в состав газа (для получения метана). При этом образуется так называемый искусственный природный газ, аналогичный по составу природному газу. Однако широкое применение данного топлива в двигателе автомобиля представляет определенные трудности. Связаны они главным образом со сложностью его сжигания. Если же газ заменить несжиженным, то это влечет за собой необходимость установки на авто-

мобиль большого числа баллонов (для обеспечения приемлемой величины пробега без дозаправки). Поэтому считается, что такой газ должен стать сырьем для получения других веществ, в частности, метанола, который можно применять и как топливо, и как добавку к бензину. Правда, чистый метанол значительно токсичнее бензина, на нем затруднен пуск двигателя при низких температурах, металлы и некоторые виды пластмасс при взаимодействии с ним корродируют и разрушаются. Однако добавка к бензину до 10% метанола позволяет снизить токсичность отработавших газов, заметно улучшить динамические показатели автомобиля и снизить расход бензина. Именно поэтому, а также потому, что была разработана высокопроизводительная технология получения метанола из каменного угля и горючих сланцев, интерес к нему в последнее время резко возрос. Способствовала этому и разработка нескольких процессов, позволяющих использовать чистый метанол в дизелях.

Так, исследования, проведенные фирмами МАН и «Клекнер-Гумбольдт-Дойц» (ФРГ), показали, что дизель со вспомогательной свечой зажигания может работать на дизельном топливе или бензине, имея одинаковый расход топлива, а при работе на чистом метаноле — удвоенный расход (из-за меньшей теплотворной способности). Однако фирма МАН планирует начать опытную эксплуатацию автобусов с шестцилиндровыми дизелями рабочим объемом 11400 см³ и степенью сжатия 16, работающих на метаноле. Двигатели оборудуются специальными форсунками, свечами зажигания и поршнями с особой формой камеры сгорания в днище. Основное преимущество данного двигателя заключается в практически постоянном возрастании крутящего момента по мере уменьшения частоты вращения коленчатого вала, так как у этого двигателя нет ограничения по дымлению при малых частотах вращения. Испытания показали также, что двигатель может работать на самых разнообразных видах топлива — от низкооктановых легких углеводородов до низкосортных масел.

Фирма «Клекнер-Гумбольдт-Дойц» модернизировала разработанный ею ранее многотопливный процесс АД для использования в дизелях с воздушным охлаждением, послойным разделением заряда и вспомогательной свечой зажигания, в результате чего двигатель может работать как на бензине, так и на метаноле. Форсунка с одним отверстием впрыскивает топливо в канавку в стенке камеры сгорания. Проходя через канавку, топ-

ливо подхватывается потоком воздуха и устремляется к свече зажигания. Хорошие антидетонационные свойства метанола позволяют начать впрыск топлива раньше и подавать большее его количество, компенсируя тем самым его низкую теплотворность.

Синтетическое нефтяное топливо представляет собой жидкие топливные углеводороды, получаемые путем перегонки угля в присутствии катализатора. В последнее время предприняты значительные усилия по созданию процессов переработки угля. Одновременно проводятся исследования по определению свойств новых топлив и возможности их применения в двигателях внутреннего сгорания. Такие работы ведутся, в частности, фирмой «Форд» (США).

Так как результаты более ранних работ в этой области показали, что низкооктановый бензин из угля можно использовать в двигателях с послойным разделением заряда, но нельзя в обычных карбюраторных двигателях, то стали изучать возможности его применения в двигателях с непосредственным впрыском топлива и послойным разделением заряда. В частности, проверяли высококачественный продукт перегонки угля, отвечающий требованиям, предъявляемым к современным бензинам, и два продукта средней степени очистки, которые не удовлетворяют этим требованиям и в значительно большей степени напоминают элементы смесей современных товарных бензинов. Первый был получен при помощи процесса Фишера — Тропша (реакция между углем и водой в присутствии металлического катализатора), второй — процесса Эйчкоула (реакция между углем и водородом), третий — одноступенчатого крекинг-процесса в присутствии хлорного цинка. Некоторые данные об этих топливах представлены в таблице.

Показатели	Вид топлива		
	I	II	III
Октановое число, полученное:			
исследовательским методом	94,8	88	93,7
моторным методом	84,4	77	82,4
Объемное содержание углеводородов, %:			
ароматических	29,3	53	54,8
олефиновых	13,7	0,6	1,7
насыщенных	56	46,4	43,5

Испытания проводились на одноцилиндровом двигателе рабочим объемом 820 см³. Двигатель работает по процессу PROCO, имеет торондальную камеру сгорания в днище поршня и степень

сжатия 12. Впрыск топлива осуществляется через форсунку компании Бош (ФРГ). Результаты испытаний показали, что все три вида топлива пригодны для использования в двигателях с непосредственным впрыском топлива и послойным разделением заряда, хотя топлива I и II, как уже упоминалось, и не отвечают современным требованиям к бензину: имеют более высокую кривую возгонки и меньшее парциальное давление паров, что является причиной затруднения пуска и работы карбюраторных двигателей; у них больше содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах, причем эта разница увеличивается с понижением частоты вращения коленчатого вала и нагрузки. (Это объясняется тем, что на данных режимах ухудшается смесеобразование, усугубляемое плохой испаряемостью топлива).

В последние годы американские фермеры в качестве топлива для своих автомобилей, тракторов и комбайнов стали использовать растительное масло (в чистом виде или в смеси с дизельным топливом). Вид масла зависит от того, какие культуры возделываются тем или иным фермером (соевое, подсолнечное, арахисовое).

Испытания, проведенные университетом штата Айдахо на тракторе с дизелем, показали безопасность замены дизельного топлива на масло. Более того, специалисты университета заявляют, что нет причин, которые могли бы заставить отказаться от использования растительного масла даже на легковых автомобилях с дизелями. Дело в том, что масло в двигателе легкового автомобиля работает лучше, так как он имеет более вы-

сокую степень сжатия, чем тракторный двигатель. Однако применение масла затруднено из-за его сравнительно высокой вязкости, которая отрицательно сказывается на распылении и затрудняет пуск. Проблема может быть решена за счет подогрева масла или подачи дизельного топлива в цилиндры в момент пуска. Кроме того, рекомендуется воздерживаться от его постоянного применения, так как еще не известно, каким образом оно воздействует на двигатель при длительных сроках эксплуатации. Поэтому в основном используется смесь масла с дизельным топливом, чаще всего в равных соотношениях.

Испытания, проведенные в техническом центре компании «Катерпиллар», показали, что переход на растительное масло не отражается на скоростных характеристиках двигателя при работе на чистом масле, так как термический КПД при работе на масле отличается от КПД при работе на дизельном топливе только на 2—3%.

Но растительное масло по отношению к дизельному топливу пока неконкурентоспособно, поскольку его стоимость в несколько раз превышает стоимость последнего. Поэтому американские и японские компании изготавливают для фермерских хозяйств небольшие прессы, отжимающие масло, производительностью от десяти до нескольких сотен литров в час. При помощи такого пресса фермер может самостоятельно получать необходимое количество масла для своих транспортных нужд.

В штате Пенсильвания создана компания по изготовлению легковых и грузовых автомобилей, работающих на газе, который вырабатывается в газо-

генераторной установке, размещенной на автомобиле. Для получения газа используются различные древесные отходы и древесина неценных пород. Газогенераторная установка состоит из реактора, двух фильтров и охладителя. Древесные отходы в процессе перегонки превращаются в окись углерода и водород, которые после охлаждения и очистки подаются в двигатель. Теоретически количество отходов, эквивалентное пяти брускам длиной 3 м и поперечным сечением 5×10 см, должно обеспечить пробег автомобиля 160 км. Компания планирует использовать на своих автомобилях древесину разновидности тополя, годовой рост которого, по достижении им четырехлетнего возраста, составляет 1,5—2,5 м.

Таким образом, с точки зрения рабочего процесса двигателей препятствий для широкого использования так называемых альтернативных видов топлива сейчас нет. Однако все они пока дороги. Это является следствием недостаточно отработанной технологии и больших энергетических затрат при производстве. Например, стоимость добычи 1 барреля (159 л) высококачественной сырой нефти в районе Персидского залива оказывается (в зависимости от применяемой технологии) в 50—150 раз меньше стоимости производства того же количества синтетической сырой нефти из угля. Однако, как считают некоторые зарубежные специалисты, рост цен на природную нефть и снижение затрат на производство синтетического топлива могут сделать последнее конкурентоспособным уже к концу нашего столетия.

М. В. ТВЕРИТНЕВ

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

РЕФЕРАТЫ ДЕПОНИРОВАННЫХ СТАТЕЙ

УДК 629.114.4-585

Расчет характеристик гидравлических цилиндров фрикционной муфты с устройством плавного включения. Корей-во В. Я., Босьякова З. В., Вайтеховская Т. А.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1983. 19 с., ил. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 26 января 1983 г., № 833 ап-Д83).

Приведены зависимости для расчета характеристик гидравлических цилиндров фрикционной муфты пятиступенчатой гидромеханической передачи автомобиля БелАЗ, учитывающие влияние проводимости магистралей включения фрикционных муфт на закономерность изменения давления в первом цилиндре при наполнении второго цилиндра. Представлены графически закономерности изменения давлений в цилиндрах муфты и усилия сжатия пакета фрикционных дисков.

УДК 629.113.001.45:621.3-83

Моделирование нагрузок при испытании подвижного состава на стендах с беговыми барабанами. Попик В. А., Николаев Л. А.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1983. 9 с., ил. Библиогр. 5 назв. (Рукопись деп. в НИИНавтопроме 30 марта 1983 г., № 863 ап-Д83).

Рассмотрен один из вариантов системы моделирования нагрузок при испытании автомобилей на стендах с беговыми барабанами. Приведена функциональная схема модели нагрузки, описан принцип ее действия, рассмотрена и описана схема программного устройства для имитации сопротивления движению от профиля дороги. (Устройство представляет собой сочетание математической модели, решающей уравнение движения автомобиля, и системы электропривода, воспроизводящей основные нагрузочные факторы в соответствии с вероятностным алгоритмом).

УДК 621.9.04.002.29:621.833

Оптимизация припуска на шевингование цилиндрических зубчатых колес. Чебыкин В. В.; Ред. ж. «Автомобильная промышленность». М., 1983. 11 с., ил. Библиогр. 9 назв. (Рукопись деп. в НИИМаши 17 марта 1983 г., № 70 ап-Д83).

Дан анализ существующего справочного нормативного материала по назначению припуска на шевингование, изложена методика расчета припуска на шевингование, на основе которой получены номограмма и формула для определения припуска на шевингование в зависимости от модуля и диаметра вершин зубьев зубчатых колес для степеней точности 6—8 по ГОСТ 1643—81.

Художественный редактор С. С. Водич

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор В. Е. Блохина

Сдано в набор 04.04.83.
Печать высокая.

Усл. печ. л. 5,0.

Подписано в печать 25.05.83.
Усл. кр.-отт. 6,0.

Т-11551.
Уч.-изд. л. 8,4.

Тираж 11001

Формат 60×90^{1/8}.
Заказ 138.

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

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли, 142110, Подольск, ул. Кирова, д. 25

Принимается подписка на новые книги, выпускаемые в 1984 году издательством «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Антонов Д. А. РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ МНОГООСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ. 15 л., ил. В пер.: 2 р. 50 к. (IV кв.).

Изложены методы расчета устойчивости движения с учетом обеспечения безопасности, проанализировано влияние элементов шасси на устойчивость, приведены расчет характеристик эластичного колеса и различные конструктивные и эксплуатационные факторы, инженерный метод расчета автомобиля на устойчивость при проектировании.

Для научных работников, занимающихся проектированием, расчетом и исследованием автомобилей.

Коноплянко В. И. ИНФОРМАТИВНОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. 7 л., ил. 35 к. (III кв.).

Безопасность движения во многом зависит от информации о дорожно-транспортной ситуации. Книга знакомит читателей с объемом информации о транспортном средстве, которую необходимо передать лицам, участвующим в движении; с устройством приборов; передающих информацию; с методами оценки информации; с перспективами применения новых устройств передачи информации.

Для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и автомобильного транспорта.

Петрушов В. А., Московкин В. В., Евграфов В. А. МОЩНОСТНОЙ БАЛАНС АВТОМОБИЛЯ. 12 л., ил. 65 к. (IV кв.).

Рассмотрены вопросы расчетного и экспериментального определения основных составляющих мощностного баланса автомобиля, установлена их взаимосвязь с топливной экономичностью, указаны пути повышения эффективности.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, конструированием и исследованиями автомобилей.

Яценко Н. Н. ФОРСИРОВАННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ. 2-е изд., перераб. и доп. В пер.: 1 р. 40 к. (II кв.).

Рассмотрены основы форсированных испытаний на полигонах, методы расчета нагруженности, усталостной повреждаемости деталей трансмиссии и ходовой части от воздействия неровностей дорог.

Во втором издании (1-е изд. под названием «Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей» вышло в 1972 г.) приведены сведения по рациональному выбору дорог автополигонов для форсированных испытаний, о характеристиках воздействия дорог, порядке расчетов для нормирования и оптимального планирования испытательных пробегов.

Для инженерно-технических работников автомобилестроения, а также инженерно-технических работников, занимающихся конструированием и испытанием мобильных машин в тракторной, сельскохозяйственной, строительной-дорожной и других отраслях машиностроения.

Подписку на эти книги можно оформить в магазинах подписных изданий, отделах подписных изданий универсальных книжных магазинов, в специализированных магазинах технической литературы, а также в магазинах — опорных пунктах издательства «Машиностроение».

Подписка принимается до 31 декабря 1983 г.

ВГО «Союзкнига»

МОСКОВСКИЙ АВТОМЕХАНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Единственный в стране специализированный вуз готовит высококвалифицированных специалистов для автомобильной и тракторной промышленности. Выпускники института с большим успехом работают на самых современных предприятиях, таких как ЗИЛ, АЗЛК, КамАЗ, ВАЗ и др., научно-исследовательских институтах и т. д., участвуют в проектировании, испытаниях, производстве и эксплуатации автомобильной и тракторной техники в различных областях народного хозяйства. Институт имеет дневное и вечернее отделения с филиалами при Центральном научно-исследовательском автополигоне (г. Дмитров) и ЛиАЗе, а также подготовительное отделение по дневной и вечерней формам обучения.

Специальности и специализации института:

АВТОМОБИЛИ И ТРАКТОРЫ — современные методы проектирования, дизайна и исследования с применением ЭВМ и систем автоматического проектирования (САПР).

Специализация:

— автомобили (в том числе динамика и расчет на прочность);
— тракторы (в том числе гидроприводы тягачей и тракторов).

АВИАЦИОННОЕ И АВТОТРАКТОРНОЕ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ — автоматика, электроника и микропроцессоры для автомобилей и тракторов.

Специализация:

— автоматика, электроника и микропроцессорные устройства автомобилей и тракторов.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ — конструирование, исследование и эксплуатация автомобильных и тракторных двигателей.

Специализация:

— двигатели внутреннего сгорания;
— транспортные и газотурбинные двигатели.

АВТОМАТИЗАЦИЯ И КОМПЛЕКСНАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ - МАШИНОСТРОЕНИЕ — проектирование и эксплуатация роботов в машиностроении, технология и проектирование автоматических линий и автоматических устройств.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ, МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ И ИНСТРУМЕНТЫ — проектирование машиностроительных цехов и заводов, технология процессов обработки.

Специализация:

— металлорежущие станки и инструменты.

МАШИНОСТРОЕНИЕ — инженеры-преподаватели машиностроительных дисциплин для средних специальных заведений.

МАШИНЫ И ТЕХНОЛОГИЯ ЛИТЕЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА — проектирование и исследование роботов, автоматических линий и другого оборудования литейных цехов, технология литейного производства.

Специализация:

— автоматизация литейного производства.

МАШИНЫ И ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ — проектирование и исследование роботов-манипуляторов, автоматических линий и другого оборудования штамповочных и прессовых цехов; технология штамповочного и прессового производства.

На вечернее отделение в первую очередь зачисляются лица, работающие по избранной в высшем учебном заведении или родственной специальности. Правом преимущественного зачисления пользуются лица, поступающие по направлению предприятий.

Заявления о приеме в институт подаются на имя ректора института с указанием избранной специальности:

— на дневное отделение с 20 июня по 31 июля;
— на вечернее отделение с 20 июня по 31 августа.

Заявления и документы согласно правилам приема направлять по адресу: 105023, Москва, Большая Семеновская ул., д. 38, приемная комиссия. Телефон: 369-00-18 доб. «Приемная комиссия».

Подготовительное отделение по дневной и вечерней формам обучения (ПО)

Принимаются лица с законченным средним образованием из числа передовых рабочих, колхозников и демобилизованных воинов из рядов Советской Армии. Рабочие и колхозники должны иметь непрерывный стаж практической работы не менее 1 года на момент подачи заявления.

Слушатели, окончившие дневное ПО и успешно сдавшие выпускные экзамены, зачисляются в институт без вступительных экзаменов на пер-

вый курс дневного отделения; вечернее ПО — по их желанию: на дневное или вечернее отделение.

Заявления о приеме на ПО подаются на имя ректора института с указанием избранной специальности:

— на вечернее ПО с 20 августа по 1 октября;
— на дневное ПО с 1 октября по 25 ноября.
От лиц, уволенных в запас из рядов Советской Армии, заявления принимаются до 15 января.

Адрес подготовительного отделения МАМИ: 109088 Москва, 1-я Дубровская ул., д. 16-а. Телефон: 276-62-26.

Для поступающих в МАМИ работают вечерние платные подготовительные курсы продолжительностью обучения 1, 6 и 9 месяцев и началом занятий соответственно с 1 июля, 1 января и 1 октября.

Телефон подготовительных курсов: 369-00-18 доб. 3-79.