

## СОДЕРЖАНИЕ

И. Г. Баранник, Б. Е. Бадю — Стандартизация автотракторного электрооборудования . . . . .	1
---	---

### КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

М. А. Григорьев, В. М. Павлиский, В. В. Карленко — Влияние различных факторов на время задержки поступления масла к парам трения в период пуска и прогрева двигателя . . . . .	4
В. А. Долецкий, А. А. Иванов, В. А. Толстов — Диагностика цилиндропоршневой группы двигателей ЯМЗ . . . . .	6
В. В. Маркеев — Особенности работы системы топливоподачи карбюраторного двигателя в кавитационных условиях . . . . .	8
М. А. Юдкевич, А. Г. Раввин — Моделирование на ЭВМ колебаний автомобиля с продольно-упругой подвеской . . . . .	11
Д. Ф. Фортунков — Исследование причин неравномерного износа шин легковых автомобилей . . . . .	15
А. Л. Сергеев, Ю. К. Сарафанов, С. Е. Хоменко, О. Г. Трибулев, А. С. Терехов — Исследование температурного режима гидромеханической передачи автобуса в условиях жаркого климата . . . . .	17
З. Л. Сироткин, В. А. Мнхайлов, Ю. П. Калининченко, В. Д. Носик, Л. И. Добрых — Эксплуатационная нагруженность кузовов автомобилей БелАЗ большой грузоподъемности . . . . .	19
Б. Б. Генбом, А. И. Гутта, Н. В. Артемьева, А. И. Найда — Методика выбора типа тормозного привода . . . . .	21
Р. В. Виравов — Определение работы трения в контакте при качении колеса с пневматической шиной по жесткому основанию . . . . .	24
Е. П. Виташевский — Резинокордные упругие элементы для систем автономного пневматического подвешивания . . . . .	28

### ТЕХНОЛОГИЯ

В. Н. Устинов — Технологию и оборудование для нанесения защитных покрытий . . . . .	30
Ю. М. Ковалиско, Г. Я. Егоров, И. Л. Урицкий, Л. Я. Нитка, Р. Н. Сидор, З. А. Бурзан — Применение электроосаждения для окраски малогабаритных топливных баков . . . . .	32
В. А. Оловянишников, В. М. Зинченко — Оценка качества нитроцементованного слоя по тройным диаграммам прокаливаемости . . . . .	33
А. Э. Исаков — О рациональной технологии окончательной абразивной обработки точных цилиндрических деталей в массовом производстве . . . . .	35

### ИНФОРМАЦИЯ

Г. И. Самоль, В. П. Кочулов — Электромобили за рубежом . . . . .	37
Г. А. Ермилова — Полимерные материалы в автомобилестроении . . . . .	39
А. С. Кичжи, В. В. Баранов — Тормоза-замедлители грузовых автомобилей различного назначения . . . . .	41
М. Я. Розенштейн — Автоматизированные системы управления технологическими процессами в механосборочном производстве . . . . .	43
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . .	44
Рефераты статей . . . . .	46

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Д. А. Антонов, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, Ю. А. Ечестов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, В. А. Карпов, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, В. И. Морозов, А. И. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозвонов, В. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427.  
Тел. 228-48-62 и 298-89-18

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор О. Е. Мишина

Сдано в набор 5/IX 1975 г.  
Усл. печ. л. 6,0

Уч.-изд. л. 10,3

Подписано к печати 23/X 1975 г.  
Формат 60×90/8

Заказ 3327

Т-18157  
Тираж 12678 экз.

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

11  
НОЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1975

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания ХLI

УДК 629.113.001

## Стандартизация автотракторного электрооборудования

Канд. экон. наук И. Г. БАРАННИК, Б. Е. БАДО  
НИИ автоприборов

**В** ОБЩЕМ процессе производства автомобилей и тракторов важное место занимает производство электрооборудования. До 12—15% себестоимости современного автомобиля приходится на изделия электрооборудования.

За годы девятой пятилетки объем производства автотракторного электрооборудования возрастет на 90%.

Развитие подотрасли по выпуску электрооборудования наряду с количественными показателями характеризуется повышением качества выпускаемой продукции, освоением выпуска новых, прогрессивных ее видов, снижением затрат на выпуск; 47 изделиям автотракторного электрооборудования присвоен Государственный знак качества.

Значительных успехов в улучшении качества продукции добились Херсонский электромашиностроительный завод, Московский и Куйбышевский заводы автотракторного электрооборудования и другие предприятия.

Работа по улучшению качества продукции, созданию и освоению новой техники, повышению эффективности производства ведется на основе реализации требований постановления ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О повышении роли стандартов в улучшении качества выпускаемой продукции».

Стандартизация стала активным средством технической политики в подотрасли.

К 50-летию юбилею советской стандартизации сложилась значительная нормативно-техническая база производства автотракторного электрооборудования. Развитие стандартизации тесно связано с общим становлением и развитием отечественного производства автотракторного электрооборудования.

Начало массового производства отечественных автомобилей, становление специализированных предприятий автотракторного электрооборудования (Московского завода автотракторного электрооборудования; завода автотракторной осветительной арматуры «Красный Октябрь», г. Киржач; завода «Автоприбор», г. Владимир и др.) ознаменовало и рождение технического законодательства: в годы первых пятилеток родились первые общесоюзные и ведомственные стандарты, устанавливающие требования к электрооборудованию. Однако число таких документов, действовавших до Великой Отечественной войны, было невелико, так как значительная часть электрооборудования производилась по лицензиям иностранных фирм, а также в связи с небольшим количеством изделий электрооборудования, применяемым на выпускаемой в то время автотракторной технике.

Послевоенный период создания и постановки на производство новых моделей автомобилей, новых изделий электрооборудования характеризуется значительной активизацией работ по стандартизации. До 1960 г. было разработано и введено в действие около 40 государственных стандартов и отраслевых нормалей на изделия электрооборудования.

Значительное наращивание мощностей по выпуску автомобилей в восьмой пятилетке ознаменовало дальнейший этап развития работ по стандартизации автотракторного электрооборудования.

К 1970 г. общее число государственных стандартов и отраслевых нормалей достигло 60.

Принципиальное значение для развития и совершенствования работ по стандартизации автотракторного электрооборудования, как и для всей автомобильной промышленности, имело постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О повышении роли стандартов в улучшении качества выпускаемой продукции», а также принятые XXIV съездом КПСС решения о развитии автомобильной промышленности.

К началу 1975 г. требования к автотракторному электрооборудованию устанавливались в 92 стандартах (35 государственных и 57 отраслевых). Одновременно свыше чем 700 технических условий содержат требования к конкретным изделиям электрооборудования.

Основными целями и задачами стандартизации в области автотракторного электрооборудования являются:

1. Повышение качества изделий автотракторного электрооборудования — комплектующих изделий автомобилей и тракторов как часть общей работы по комплексной стандартизации этой важнейшей народнохозяйственной продукции.

2. Повышение эффективности производства путем специализации производства на базе унификации, а также путем совершенствования управления производством на базе внедрения единых систем документации, классификации и кодирования, установления единых понятий и терминов.

Планом государственной стандартизации важнейших видов продукции на 1971—1975 гг., являющегося составной частью плана развития народного хозяйства на девятую пятилетку, предусмотрены задания по повышению технического уровня и качества автомобилей и автопоездов, а также тракторов, в том числе по повышению их долговечности, улучшению экономичности по расходу топлива, снижению затрат на техническое обслуживание и ремонт техники, повышению безопасности движения транспорта, улучшению условий труда водителей и трактористов. В решение этих задач вносится вклад разработкой современных прогрессивных стандартов по автотракторному электрооборудованию. К таким стандартам относятся прежде всего ГОСТ 3940—71 «Электрооборудование автотракторное. Общие технические требования».

Анализ требований стандарта, их сравнение с требованиями зарубежных стандартов и нормативно-технической документации таких зарубежных фирм, как ФИАТ и Лукас, показывают, что требования стандарта находятся на высоком уровне.

ГОСТом установлены: комплекс требований, определяющих надежность изделий автотракторного электрооборудования

в эксплуатации, а также климатические требования (предусмотрено исполнение для умеренного, холодного и тропического климата), требуемая работоспособность изделий при расширенных пределах рабочих температур (от 70 до  $-40^{\circ}\text{C}$ ), максимальной влажности 98% и минимальном атмосферном давлении 460 мм, что призвано обеспечить эксплуатацию техники в условиях высокогорья. В стандарте содержатся требования по защите от проникновения посторонних тел и воды, повышенные допускаемые превышения температуры электрических машин.

Изделия электрооборудования должны выдерживать без повреждений и поломок значительные вибрационные и ударные нагрузки. Так, например, регламентировано, что изделия, устанавливаемые на двигателе, должны выдерживать вибрационные нагрузки с ускорением 10 g в течение 8 ч, в то время как действовавший до последнего времени ГОСТ предусматривает вибрационные нагрузки с ускорением 3,5 g в течение 4 ч. Ударпрочность установлена в пределах 10—15 g при продолжительности испытаний 10 000 ударов. До введения ГОСТ 3940—71 показатели ударпрочности вообще не нормировались.

Повышены требования к электрической прочности изоляции изделий электрооборудования, введены требования по механической прочности выводов. Стандарт требует обеспечивать защиту изделий от коррозии лакокрасочными, химическими, гальваническими покрытиями или их сочетаниями, устанавливает общие требования к покрытиям.

Принципиальным является требование ГОСТа, чтобы обеспечивался срок службы изделий, равный сроку службы машины, на которые они устанавливаются. Другие сроки устанавливаются только в случае технической или экономической целесообразности.

В ГОСТ 3940—71 учтены прогрессивные нормы и требования рекомендаций СЭВ, Международной организации по стандартизации (ИСО), Международной электротехнической комиссии (МЭК).

Предприятия, выпускающие автотракторное электрооборудование, совместно с НИИ автоприборов осуществили в девятой пятилетке значительные организационные, технологические и конструктивные мероприятия, обеспечившие своевременное внедрение ГОСТа и соблюдение его требований в производстве.

В дополнение к этому основополагающему государственному стандарту в 1972—1973 гг. разработаны и введены в действие отраслевые стандарты, которые устанавливают общие технические требования к автотракторному электрооборудованию, поставляемому в районы с тропическим и холодным климатом.

Одновременно со стандартизацией общих требований к электрооборудованию проделана большая работа по стандартизации требований к отдельным наиболее важным изделиям современного автотракторного электрооборудования.

Известны большие преимущества генераторов переменного тока как источников снабжения электроэнергией автомобилей, тракторов, сельскохозяйственных машин, мотоциклов и велосипедов. Они более надежны в работе, малогабаритны, имеют высокие показатели удельной мощности. Стандартизация требований к генераторам переменного тока была начата в 60-х годах, что способствовало широкому внедрению этих генераторов.

Прогрессивные требования установлены отраслевым стандартом на генераторы переменного тока типа Г-250И1 для автомобилей. По стандарту ресурс генератора до первого капитального ремонта — не менее 250 тыс. км пробега автомобилей. Генератору Г-250И присвоен Государственный знак качества.

Выпуск стартеров с номинальной мощностью от 0,55 до 16 л. с. для обеспечения надежного пуска автотракторных двигателей предусмотрен ГОСТ 9944—70.

В девятой пятилетке проведены важные работы по стандартизации приборов системы зажигания, в том числе разработка, утверждение и внедрение ГОСТ 3941—73 «Магнето автотракторные для двигателей внутреннего сгорания». Стандарт регламентирует выпуск различных типов магнето, применяемых на пусковых тракторных и стационарных малолитражных карбюраторных двигателях, двигателях спортивных мотоциклов, предпусковых подогревателей. Установлены основные параметры для обеспечения бесперебойного искрообразования магнето. Предусмотрено снижение массы одно- и двухцилиндровых магнето с 6,5 кг (по действовавшему ранее ГОСТу) до 4,5 кг.

Стандарт требует проведения стендовых испытаний магнето, во время которых устанавливают бесперебойность искро-

образования, проверяют устройства выключения зажигания, измеряют максимальный угол изменения момента искрообразования, устанавливают характеристику автомата опережения зажигания, проверяют автоматическое действие пускового ускорителя и т. д. Такие испытания зарубежными стандартами не предусмотрены.

Комплекс повышенных технических требований и усовершенствованных методов испытаний, заложенный в ГОСТе, создал нормативно-техническую основу для выпуска долговечных в эксплуатации магнето с высокой степенью безотказности.

Качество искровых свечей зажигания имеет большое значение для решения задач повышения топливной экономичности, приспособленности автомобильной техники к эксплуатации в различных климатических условиях. Работа свечей также влияет на параметры, определяющие снижение токсичности отработавших газов автомобильных двигателей. В связи с этим во всех странах с развитым автомобилестроением значительное внимание уделяется вопросам стандартизации требований к свечам зажигания.

В 1974 г. был пересмотрен ГОСТ 2043—54 и с 1 июля 1975 г. введен в действие ГОСТ 2043—74 «Свечи зажигания искровые». В стандарт включены новые технические требования, цель которых обеспечить максимальную вероятность безотказной работы свечей на двигателях внутреннего сгорания. Кроме того, стандарт содержит ряд калильных чисел для правильного подбора свечей по тепловой характеристике двигателя внутреннего сгорания.

В настоящее время в государственных стандартах содержатся практически все основные требования к светотехнической аппаратуре освещения и сигнализации автомобилей, в значительной степени определяющей безопасность движения. Установлены: расположение, цвет и видимость внешних световых приборов, нормы их световых и цветовых характеристик (ГОСТ 8769—75 и ГОСТ 10984—74), формы, размеры, светотехнические характеристики и методы испытаний головных фар и световозвращателей (ГОСТы, утвержденные в 1975 г.), технические требования к внешним фонарям грузовых автомобилей (ГОСТ 6964—72) и т. д.

С разработкой и утверждением комплекса государственных стандартов была проделана большая работа по введению в отечественную нормативно-техническую документацию основных международных предписаний в области автомобильной светотехники — правил Европейской Экономической Комиссии (ЕЭК) ООН. Выполнение требований этих стандартов позволит улучшить условия движения автотранспорта при ухудшенной видимости, ограничит ослепление водителей встречного транспорта, улучшит информацию участников движения о маневрировании транспорта.

Прогрессивные требования, соответствующие требованиям лучших зарубежных стандартов, предусмотрены также в ГОСТах на электрические и пневматические стеклоочистители. Стандарты требуют обеспечения удовлетворительной очистки при высоких скоростях движения, безотказной работы при значительных колебаниях температур, обеспечения высокого ресурса стеклоочистителей. Предусмотрен комплекс стендовых испытаний для всесторонней проверки стеклоочистителей.

На повышение безопасности движения, а также надежности автомобилей и тракторов направлены работы по стандартизации контрольно-измерительных приборов. Закончена разработка и введен в действие стандарт на автомобильные тахометры, в 1975 г. будет закончен пересмотр действующих государственных стандартов на спидометры, манометры и указатели давления, амперметры.

Важным резервом повышения эффективности производства и эксплуатации автотракторной техники является унификация изделий автотракторного электрооборудования. Преимущество унификации особенно очевидно в современных условиях, когда применение изделий электрооборудования на автомобилях значительно увеличилось (на автомобилях КамАЗ, например, его в 6 раз больше, чем на первых отечественных автомобилях) и имеется большая номенклатура изделий электрооборудования, применяемых на разных автомобилях и тракторах.

Работа по унификации изделий электрооборудования отражена в комплексе нормативно-технической документации, куда входят государственные и отраслевые стандарты, отраслевая руководящая документация: типаж основных изделий электрооборудования, ограничительная ведомость изделий автотракторного электрооборудования, разрешенных к применению при новом проектировании, план мероприятий по отраслевой унификации изделий автотракторного электрооборудования на 1971—1975 гг.

Государственными и отраслевыми стандартами предусмотрены типоразмерные ряды генераторов переменного тока для

тракторных и комбайновых двигателей, свечей зажигания, звуковых сигнальных приборов, датчиков указателей топлива, многих изделий коммутационной и защитной аппаратуры, кнопочных и перекидных выключателей, ножных переключателей света, электромагнитных реле, штепсельных разъемов и др. Стандартизованы габаритные и присоединительные размеры, определяющие возможность их унифицированного использования на автомобилях и тракторах по таким изделиям, как автомобильные и тракторные генераторы, магнето для пусковых и стационарных карбюраторных двигателей, распределители, катушки и свечи зажигания, стартеры, электродвигатели, автомобильные, тракторные и мотоциклетные фары, передние и задние фонари, световозвращатели, разные изделия коммутационной и защитной аппаратуры и др.

Большое значение для развития работ по унификации имеют утвержденные в девятой пятилетке стандарты на принципиальные схемы систем электрооборудования автомобилей, а также на штекерные соединения. Прогрессивный опыт их применения накоплен на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР при производстве автомобилей «Жигули».

Внедрение в производство требований комплекса нормативно-технической документации по вопросам унификации должно дать значительные положительные результаты. Так, на основных массовых моделях грузовых автомобилей, выпускаемых в настоящее время, могут быть установлены унифицированные генераторы типа Г250/Г271, стартеры двух типов — для карбюраторных двигателей и дизелей, два типа унифицированных распределителей зажигания и единая катушка зажигания — для карбюраторных двигателей, единые головные фары, передние и задние фонари, звуковые сигналы двух типов, базовые модели электродвигателей трех типов и т. д.

Дальнейшее развитие работ по унификации электрооборудования, где определяющее значение принадлежит техническому законодательству, позволит довести средний уровень унификации по различным группам изделий автотракторной техники до высоких показателей: 80—95%.

Среди работ по стандартизации, направленных на повышение эффективности производства, в частности на совершенствование его управления, важное место занимают классификация и кодирование продукции автотракторного электрооборудования.

В девятой пятилетке разработана и утверждена часть отраслевого раздела «Общесоюзного классификатора промышленной и сельскохозяйственной продукции». Изданы три тома классификатора автотракторного электрооборудования, куда вошли изделия, выпускаемые в настоящее время, а также снятые с производства, но находящиеся в эксплуатации, — всего свыше 8000 изделий в различных климатических исполнениях.

В настоящее время НИИ автоприборов осуществляет кодирование отдельных деталей изделий электрооборудования. Закодированы детали генераторов, стартеров, электродвигателей, распределителей, реле-регуляторов, катушек зажигания и др.

Наряду с успешным развитием государственной и отраслевой стандартизации в области автотракторного электрооборудования в подотрасли накоплен положительный опыт стандартизации на предприятиях. Стандартизация на передовых предприятиях охватывает все стадии производства продукции, все сферы деятельности предприятия. Так, разрабатывается комплекс стандартов по управлению качеством продукции на Московском заводе автотракторного электрооборудования, Калужском заводе автотракторного электрооборудования и других предприятиях, использующих прогрессивный опыт передовых предприятий автомобилестроения: Московского автозавода им. И. А. Лихачева, Ярославского объединения «Автодизель» и др.

Комплекс из 14 стандартов предприятия, разрабатываемый Московским заводом автотракторного электрооборудования совместно с Всесоюзным научно-исследовательским институтом стандартизации, устанавливает основные положения системы управления качеством, порядок контроля технологической дисциплины, взаимоотношений с поставщиками материалов и комплектующих изделий, порядок рассмотрения и учета рекламаций, работ по стандартизации, метрологии и др.

Стандарты предприятий активно влияют на развитие работ по унификации продукции предприятий, технологического оборудования, приспособлений, инструмента, применяемых при производстве, регламентируют вопросы использования черных и цветных металлов, смазочных и охлаждающих технологических материалов и т. д.

Значительное развитие международной торговли, сотрудничества стран в экономической и научно-технической областях деятельности потребовало развития работ по международной стандартизации, в том числе по стандартизации требований к автомобилям и их оборудованию.

Начиная с 1971—1972 гг. резко активизировал свою работу технический комитет ТК-22 «Дорожный транспорт», входящий в состав Международной организации по стандартизации (ИСО). СССР является активным членом и ведет постоянную работу в его подкомитетах, занимающихся вопросами электрооборудования: ПК-1 «Системы зажигания», ПК-3 «Электроосоединения», ПК-8 «Осветительная и светосигнальная аппаратура» и ПК-13 «Органы управления, указатели и обозначения».

Комитетом разработано и подготовлено к утверждению свыше 15 международных стандартов, в том числе по свечам зажигания и накаливанию, креплениям, методам испытаний катушек зажигания, по осветительной и светосигнальной аппаратуре, методам испытаний проводов высокого напряжения.

Важное значение имеют работы по стандартизации, проводимые в рамках Европейской Экономической Комиссии (ЕЭК) ООН. Комплекс правил, разработанных ЕЭК ООН, устанавливает требования к светотехнической и светосигнальной аппаратуре: технические требования и методы испытаний фар, фонарей, указателей направления движения, световозвращателей. Большинство требований этих правил учтено в государственных стандартах нашей страны.

Значительно расширились в девятой пятилетке работы по международной стандартизации в рамках Совета Экономической Взаимопомощи.

В целях реализации программы комплексной стандартизации грузовых автомобилей и автобусов в 1971—1975 гг. намечено разработать 28 тем по электрооборудованию автомобилей. Общее количество рекомендаций по стандартизации в области автотракторного электрооборудования в 1975 г. составило 35.

Выполнение поставленных перед автомобильной промышленностью задач требует дальнейшего развития и совершенствования работ по стандартизации в десятой пятилетке — пятилетке качества и в дальнейшие годы.

НИИ автоприборов, как базовая организация в области автотракторного электрооборудования, разработал программу перспективной стандартизации электрооборудования, ставшую одним из разделов общей программы перспективной стандартизации в автомобилестроении, которая была рассмотрена и одобрена Госстандартом СССР.

Перспективные работы по стандартизации электрооборудования направлены на решение задач технического прогресса электрооборудования, который призван обеспечить повышение производительности и эффективности автомобильного транспорта, надежности его работы, безопасности движения, высоких эргономических характеристик, предотвращение загрязнения воздушной среды.

В разрабатываемых и пересматриваемых стандартах найдут отражение новые прогрессивные требования. Предполагается, что ресурс автомобильного электрооборудования возрастет до 400 тыс. км пробега, а тракторного — до 10 тыс. ч работы тракторов.

В стандарты будут введены требования к новым, прогрессивным конструкциям изделий системы электроснабжения: бесщеточным генераторам для работы в особо тяжелых условиях, выпрямительным блокам в интегральном исполнении, объединенным в последующие годы с интегральным регулятором напряжения. Будут стандартизованы электродвигатели с постоянными анизотропными магнитами для привода различных исполнительных механизмов.

В стандартах будут отражены рост мощностей стартеров в связи с дизелизацией автомобилей и повышением мощностей автотракторных двигателей, применение контактно-транзисторных и бесконтактных систем зажигания, в том числе с электронным регулированием.

Развитие транспорта потребует дальнейшего улучшения светотехнических параметров осветительных приборов: получат широкое применение в головных и противотуманных фарах галогенные лампы, цельностеклянные оптические элементы (лампы-фары).

Ужесточение требований по безопасности движения потребует увеличения числа контролируемых агрегатов и узлов автомобилей, что приведет к расширению применения контрольно-измерительных приборов. В стандартах будут регламентированы требования к стеклоочистителям головных фар и задних стекол автомобилей. Предполагается, что в будущем общее число стандартов на автотракторное электрооборудование достигнет 150.

Накопленные положительные результаты в стандартизации автотракторного электрооборудования являются хорошей основой для успешного осуществления намеченной перспективной программы.

## Влияние различных факторов на время задержки поступления масла к парам трения в период пуска и прогрева двигателя

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, В. М. ПАВЛИСКИЙ, В. В. КАРПЕНКО  
НАМИ, Московский автозавод им. И. А. Лихачева

ПО ДАННЫМ Первого московского авторемонтного завода АРЕМЗ-1 [1 и 2], 65% дизелей и более 40% карбюраторных двигателей, поступающих в капитальный ремонт, имеют повреждения пары шейка—подшипник коленчатого вала. Одной из причин снижения надежности работы этой пары является несвоевременное поступление к ней масла в период пуска и прогрева двигателя (особенно с увеличением зазора).

Задиры шеек коленчатого вала наиболее часто наблюдаются при эксплуатации двигателей в северных районах страны вследствие плохой прокачиваемости масла при низких температурах и несвоевременного его поступления к поверхностям трения [3].

Влияние различных факторов на время поступления масла к парам трения в период пуска и прогрева определяли на новом двигателе с комбинированной системой смазки, имеющей следующие конструктивные особенности: редукционный клапан расположен в корпусе масляного насоса; очистка масла осуществляется в полнопоточной центрифуге с внешним реактивным приводом и в грязесборниках, расположенных в шатунных шейках коленчатого вала; масло из центрифуги поступает в маслораспределительную камеру, а оттуда по двум продольным каналам направляется к толкателям и коренным подшипникам коленчатого вала.

Чтобы выявить основные причины запаздывания подачи масла к парам трения в период пуска и прогрева двигателя, было изучено влияние следующих факторов: вязкостно-температурных свойств масел; конструктивных особенностей системы смазки; продолжительности перерывов между пусками; продолжительности пуска и режима прогрева.

Исследования проводили на всесезонном масле АС-8 при температуре от 20 до  $-22,5^{\circ}\text{C}$  и на северном масле М-6В3 при температуре  $-25^{\circ}\text{C}$ . Продолжительность перерывов между пусками 16, 2, 1, 0,5 и 0,1 ч при положительных температурах окружающего воздуха  $15-20^{\circ}\text{C}$  выбрана из опыта эксплуатации двигателей. Температура масла при пуске двигателя после перерывов указанной продолжительности соответственно составляла 15, 28, 40, 47 и  $63^{\circ}\text{C}$ , а вязкости 330, 130, 61, 48 и 22 сСт. Пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха осуществлялся в холодильной камере при установившемся тепловом состоянии двигателя и окружающей среды.

Задержку поступления масла к парам трения в период прогрева двигателя на холостом ходу при 1200 об/мин оценивали по среднему времени от момента включения стартера (продолжительность работы стартера не более 10 с) до моментов (в секундах): поступления масла на ось коромысел клапанов  $\tau_k$ ; достижения минимального допустимого давления масла  $0,5 \text{ кгс/см}^2$  в конце главной магистрали и в кольцевой канавке первого коренного подшипника  $\tau_p$ ; установления максимального давления масла в конце главной магистрали  $\tau_{py}$ .

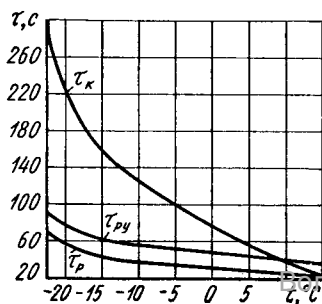


Рис. 1. Зависимость изменения времени  $\tau_k$ ,  $\tau_p$  и  $\tau_{py}$  от температуры масла АС-8 при пуске двигателя

Основным является показатель  $\tau_p$ , так как давление масла  $0,5 \text{ кгс/см}^2$  в конце главной магистрали минимально допустимое.

Среднее время  $\tau_p$  в кольцевой канавке первого коренного подшипника, наиболее удаленного от маслораспределительной камеры, определяли при помощи осциллографа, а в конце главной магистрали системы смазки — при помощи секундомера и манометра класса 0,5.

По результатам испытаний, представленных на рис. 1, видно, что после 16 ч перерыва между пусками двигателя время  $\tau_k$ ,  $\tau_p$  и  $\tau_{py}$  с понижением температуры масла АС-8 от 15 до  $-22,5^{\circ}\text{C}$  (16 920 сСт) увеличивается соответственно в 12,5, 3,28 и 2,66 раза. Пуск двигателя на северном масле М-6В3 при температуре  $-25^{\circ}\text{C}$  (4907 сСт) вызывает снижение  $\tau_k$ ,  $\tau_p$ ,  $\tau_{py}$  соответственно в 3,3, 1,71 и 1,55 раза по сравнению с пуском на масле АС-8 при температуре  $-22,5^{\circ}\text{C}$ . Одной из причин увеличения  $\tau_k$ ,  $\tau_p$  и  $\tau_{py}$  при понижении температуры масла является снижение производительности главной секции насоса из-за повышения вязкости масла (рис. 2). Температура масла может быть главным фактором, выделяющим время  $\tau_p$ , в случае, если она только на  $6-9^{\circ}\text{C}$  выше температуры застывания, так как в последнем случае прекращается подача масла насосом (рис. 2). Поэтому повышенные вязкости масла при понижении его температуры до указанных пределов, а следовательно, и снижение производительности насоса не единственная причина увеличения  $\tau_k$ ,  $\tau_p$  и  $\tau_{py}$ . Такими причинами могут быть: полное стекание масла из ротора центрифуги, маслораспределительной камеры и каналов; перепуск масла через редукционный клапан; расход масла на привод центрифуги; продолжительность пуска двигателя.

В случае предотвращения стекания масла из главной магистрали в картер после остановки двигателя можно обеспечить минимальное значение  $\tau_p$ , равное или близкое продолжительности старта, до температуры масла АС-8, составляющей  $-24^{\circ}\text{C}$ , так как при этой температуре производительность насоса равна расходу масла через главную магистраль (рис. 2).

Однако установлено, что через 0,5 ч после остановки двигателя, прогретого на холостом ходу при 1200 об/мин в течение 15 мин и при температуре окружающего воздуха  $20^{\circ}\text{C}$ , в картер стекает 93% масла АС-8, находящегося в главной магистрали во время работы двигателя (рис. 3). Основной причиной этого является слив масла из ротора центрифуги через сопла привода и из маслораспределительной камеры.

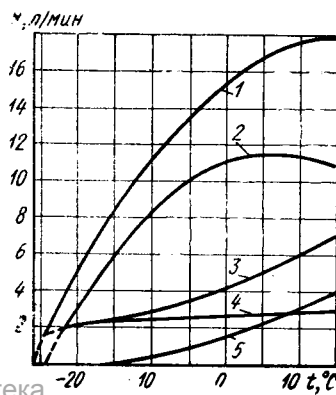


Рис. 2. Зависимость распределения производительности главной секции масляного насоса в период пуска и прогрева двигателя на холостом ходу при 1200 об/мин от температуры масла АС-8:  
1 — суммарная производительность главной секции насоса;  
2, 3 — количество масла, перепускаемого через редукционный клапан и подводимого к центрифуге;  
4, 5 — количество масла, выходящее в главную магистраль и на привод центрифуги

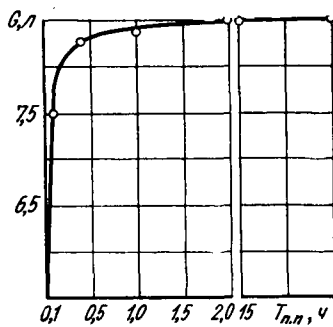


Рис. 3. Зависимость изменения количества масла  $G$  в картере после остановки двигателя от продолжительности перерывов между пусками  $T_{п.л}$  при температуре окружающего воздуха  $20^\circ\text{C}$

Особый интерес представляет стекание масла из центробежных сепараторов-грязесборников, выполненных в виде наклонных отверстий в шатунных шейках и закрытых по бокам резьбовыми пробками (емкость

одного грязесборника около  $40 \text{ см}^3$ , всех  $160 \text{ см}^3$ ). В процессе пуска масло от коренных подшипников по кольцевой маслоподводящей канавке и наклонному каналу поступает в центробежный сепаратор, а оттуда к шатунным подшипникам. В зависимости от положения кривошипов при остановке двигателя масло из центробежных сепараторов может полностью или частично вытекать в картер. Даже в случае частичного стекания масла оставшаяся в сепараторе часть его при пуске двигателя отбрасывается к периферии под действием центробежных сил вращающегося вала и не поступает в отверстие для подачи смазки к шатунному подшипнику. Смазка шатунного подшипника начнется только после заполнения центробежного сепаратора маслом, поступающим от насоса. Следовательно, вытекание масла из центробежных сепараторов после остановки двигателя увеличивает запаздывание поступления масла к шатунным подшипникам, что может вызвать их повышенный износ при пуске двигателя.

Это предположение подтвердилось экспериментальными исследованиями, в ходе которых установлено, что после 440 пусков и прогревов двигателя в течение 15 мин при температуре масла от  $60$  до  $-25^\circ\text{C}$  износ шатунных подшипников в 1,5 раза превысил износ коренных. При обычной эксплуатации этих двигателей износ коренных шеек в 2 раза превосходит износ шатунных, чему способствует дополнительная центробежная очистка масла в полостях шатунных подшипников.

Стеkanie масла из главной магистрали системы смазки в картер после остановки двигателя — одна из главных причин повышения  $\tau_p$  при пониженной производительности масляного насоса, так как в период пуска и прогрева сначала заполняются маслом свободные емкости главной магистрали и лишь после этого оно поступает к трущимся парам. Поэтому совершенство системы смазки двигателя с точки зрения минимального времени заполнения маслом главной магистрали и своевременного поступления его к парам трения в пусковой период можно определить при помощи коэффициента стекания масла в картер после остановки двигателя:

$$K_{с.м} = \frac{V_{см} - V'_{см}}{V_{см}} = 1 - \frac{V'_{см}}{V_{см}}; \quad (1)$$

$$V'_{см} = V'_k + V'_a, \quad (2)$$

где  $V_{см}$  — объем главной магистрали системы смазки в л;  $V'_{см}$  — объем масла в главной магистрали в л после остановки двигателя;

$V'_k, V'_a$  — объем масла соответственно в каналах и агрегатах главной магистрали в л.

Конструкция системы смазки может обеспечить после остановки двигателя полное стекание масла из главной магистрали ( $V'_{см} = 0$ ), из каналов ( $V'_{см} = V'_k$ ) и из агрегатов ( $V'_{см} = V'_a$ ), а также предотвращение стекания масла из главной магистрали ( $V'_{см} = V_{см}$ ).

Для указанных случаев значение  $K_{с.м}$  соответственно составит

$$1; 1 - \frac{V'_a}{V_{см}}; 1 - \frac{V'_k}{V_{см}} \text{ и } 0.$$

Из формулы (1) видно, что минимальное запаздывание поступления масла к парам трения обеспечивается при  $K_{с.м} = 0$ . К выполнению этого условия следует стремиться при проектировании системы смазки двигателя. Обеспечить указанное значение  $K_{с.м}$  можно путем предотвращения стекания масла в картер после остановки двигателя следующими конструктивными мероприятиями: установка запорных кла-

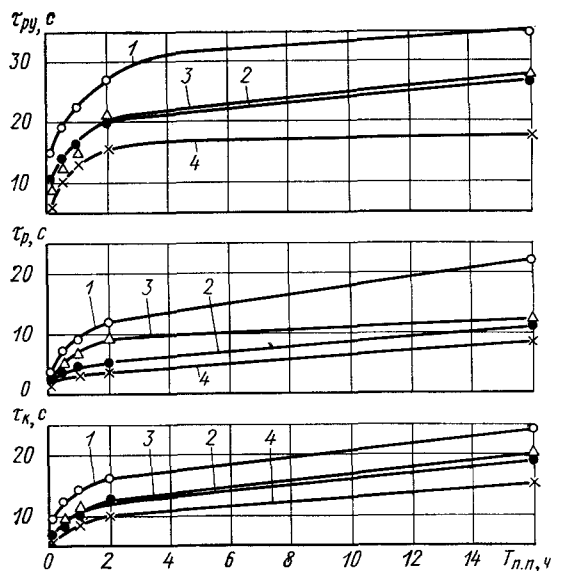


Рис. 4. Зависимость изменения времени  $\tau_k, \tau_p, \tau_{py}$  от продолжительности перерывов между пусками при температуре окружающего воздуха  $15-20^\circ\text{C}$ :

1 — серийная система смазки; 2 — система смазки с отключенной центрифугой; 3 — система смазки с редукционным клапаном, размещенным в конце главной магистрали; 4 — то же, с отключенной центрифугой

панов в начале главной магистрали или в агрегатах системы смазки; расположением входных и выходных каналов выше масляной емкости агрегатов; расположением главной магистрали ниже коренных подшипников.

Значение  $K_{с.м}$  для двигателя, проходившего испытания, составило 0,97. Из рис. 4 видно, что с увеличением продолжительности перерывов между пусками от 0,1 до 16 ч при вязкости масла АС-8 соответственно 25 и 330 сСт время  $\tau_k, \tau_p$  и  $\tau_{py}$  увеличивается в 2,7, 6,3, 2,5 раза, что вызвано в основном полным стеканием масла из главной магистрали при остановках двигателя.

Уменьшение на 1 л объема главной магистрали, свободной от масла перед пуском двигателя, путем отключения центрифуги при вязкости масла АС-8, равной 330 сСт ( $15^\circ\text{C}$ ), сократило время  $\tau_k, \tau_p$  и  $\tau_{py}$  соответственно в 1,26, 2 и 1,3 раза (рис. 4). С отключением центрифуги расход масла на ее привод при указанной вязкости сокращается до 57% от количества масла, подводимого к центрифуге (рис. 2). В соответствии с этим расход масла на привод ротора сопловой центрифуги также является одним из факторов, влияющих на величину  $\tau_k, \tau_p$  и  $\tau_{py}$ . Поэтому при проектировании системы смазки с полнопоточной центрифугой и внешним реактивным приводом целесообразно обеспечивать предотвращение стекания масла из ротора центрифуги через сопла в картер после остановки двигателя, а также при пуске и прогреве до достижения минимально допустимого давления в конце главной магистрали. Особенно желательно в этом случае применять центрифугу с внутренним приводом без наружных сопл.

Расположение редукционного клапана не в насосе, а в конце главной магистрали сократило значения  $\tau_k, \tau_p, \tau_{py}$  соответственно в 1,20; 1,84 и 1,30 раза (рис. 4) при вязкости масла АС-8, равной 330 сСт ( $15^\circ\text{C}$ ).

При отключении центрифуги и установке редукционного клапана в конце главной магистрали время  $\tau_k, \tau_p, \tau_{py}$  при той же вязкости масла сократилось соответственно в 1,6; 2,6 и 1,9 раза, а давление масла в главной магистрали увеличилось с 2,75 до 3,3; 4,7 и 5,15 кгс/см<sup>2</sup>. Поэтому для уменьшения величины  $\tau_k, \tau_p$  и  $\tau_{py}$  и недопущения излишних нагрузок на привод насоса и маслопроводы при повышении вязкости масла давление открытия редукционного клапана в насосе целесообразно повышать до определенного предела, а в конце главной магистрали устанавливать ограничительный (сливной) клапан, как это сделано в двигателях ЯМЗ.

Повышение давления открытия редукционного клапана в насосе от 2,75 до 3,6 кгс/см<sup>2</sup> при работе на масле АС-8 с температурой  $15^\circ\text{C}$  (330 сСт) снизило  $\tau_p$  с 22 до 17 с из-за увеличения времени до момента открытия редукционного клапана.

Были проведены испытания двигателя в холодильной камере. Глазную магистраль системы смазки двигателя заполняли высоковязким маслом МС-20, в картер заливали северное масло М-6ВЗ и охлаждали двигатель до  $-6$  и  $-14^\circ\text{C}$  (температура застывания масла МС-20 равна  $-18^\circ\text{C}$ ). При пуске двигателя, охлажденного до  $-6$  и  $-14^\circ\text{C}$ , установлено, что

$\tau_p$  составляет соответственно 32 и 76 с, что в 2 и 3,8 раза больше, чем при отсутствии масла МС-20 в главной магистрали. Увеличение  $\tau_p$  при наличии в главной магистрали масла МС-20 объясняется снижением расхода масла через подшипники соответственно в 1,3 и 1,9 раза (с 3 и 2,9 до 2,3 и 1,5 л/мин) из-за увеличения расхода масла через редукционный клапан.

Следовательно, застывание масла в главной магистрали при предотвращении его стекания после остановки двигателя может вызвать при пуске аварийные последствия лишь в двух случаях: если поле остановки двигателя слить масло, а перед пуском в картер залить горячее масло или застывшее в картере масло быстро нагреть, при этом в обоих случаях не осуществлять предпускового разогрева блока цилиндров. Однако в эксплуатации при застывании масла в картере всегда осуществляют полный разогрев двигателя. Кроме того, перспектива широкого применения загущенных масел при температуре их застывания ниже  $-40^{\circ}\text{C}$  исключает образование масляных пробок в системе смазки двигателей при эксплуатации в средней полосе страны.

На величину  $\tau_p$  влияют продолжительность пуска и режим прогрева. Так, при сокращении времени пуска двигателя с 10 до 5 и 2,5 с  $\tau_p$  уменьшается соответственно с 72 до 64 и 60 с. Увеличение частоты вращения коленчатого вала с 1200 до 1650 об/мин в период прогрева двигателя с отключенной центрифугой на масле М-6В3 при температуре  $-25^{\circ}\text{C}$  (4907 сСт) привело к снижению  $\tau_p$  с 22 до 16 с вследствие увеличения производительности масляного насоса.

Испытанные конструктивные изменения в системе смазки двигателя уменьшают время  $t_n$ ,  $\tau_p$  и  $\tau_{p\text{у}}$ . Полностью устранить задержку поступления масла к парам трения в период пуска двигателя можно при помощи маслозакачивающего насоса (как это выполнено в двигателях ЯМЗ-240, ЯМЗ-240Н, ЯМЗ-240Б и СМД-80) или масляного аккумулятора.

В связи с этим было разработано маслозакачивающее устройство, обеспечивающее одновременное снижение вязкости масла и его подачу к парам трения перед пуском двигателя. Указанное устройство размещено на стартере, от которого приводится в действие насос.

Испытаниями установлено, что при включении маслозакачивающего устройства перед пуском двигателя минимально допустимое давление масла в конце главной магистрали  $0,5 \text{ кгс/см}^2$  при температуре масла АС-8, равной  $15^{\circ}\text{C}$  (330 сСт), устанавливалось через 18 с, а при температуре  $-15^{\circ}\text{C}$  (6210 сСт) — через 40 с.

Таким образом, на задержку поступления масла к парам трения в период пуска и прогрева двигателя влияют вязкостно-температурные свойства масла, конструктивные особенности системы смазки, продолжительность пуска, режим прогрева.

Уменьшение  $\tau_p$  обеспечивается снижением вязкости масел или применением загущенных масел, предотвращением стекания масла из главной магистрали системы смазки и агрегатов (фильтров, радиатора и т. д.) после остановки двигателя, повышением производительности масляного насоса, увеличением давления открытия редукционного клапана в насосе и расположением в конце главной магистрали ограничительного клапана, применением центрифуги без наружных сопл, сокращением времени пуска двигателя путем применения вспомогательных средств, повышением частоты вращения коленчатого вала при прогреве двигателя до средних значений.

Полностью устранить запаздывание поступления масла к парам трения в период пуска двигателя можно только применением маслозакачивающего устройства или масляного аккумулятора.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Павлов В. А. Повышение ресурса силовых агрегатов ЯМЗ. В сб.: Улучшение технико-эксплуатационных свойств грузовых автомобилей. М., МДНТП им. Ф. Э. Дзержинского, 1974.
2. Липкинд А. Г. Опыт организации ремонта двигателей ЗИЛ и ЯМЗ на заводе «АРЕМЗ-1». В сб.: Улучшение технико-эксплуатационных свойств грузовых автомобилей. М., МДНТП им. Дзержинского, 1974.
3. Stewart R. M., Spohn C. R. — „SAE Preprint”, s. a. № 720150.

УДК 629.113.043

## Диагностика цилиндропоршневой группы двигателей ЯМЗ

Канд. техн. наук В. А. ДОЛЕЦКИЙ, А. А. ИВАНОВ, канд. техн. наук В. А. ТОЛСТОВ

Ярославский моторный завод

ИЗВЕСТЕН ряд методов оценки технического состояния цилиндропоршневой группы, однако из-за отсутствия обоснованных диагностических нормативов необходимость ремонтировать узел чаще всего определяется субъективными методами с учетом наработки двигателя. В результате этого многие двигатели подвергаются ремонту преждевременно.

Статистическая обработка 114 двигателей после капитального ремонта с заменой гильз цилиндров позволила определить, как распределяются гильзы по величинам износов.

Анализ показал, что большинство гильз выбраковывается с недоиспользованным на 45—50% ресурсом. В этом случае можно было заменять только поршневые кольца.

Средний ресурс гильз цилиндров двигателей ЯМЗ с учетом своевременной замены всех поршневых колец рассчитан на 10 000 ч.

Для выбора диагностического параметра, удобного для контроля и наиболее полно и объективно характеризующего техническое состояние цилиндропоршневой группы, были проведены в течение 125 ч ускоренные стендовые испытания нового двигателя ЯМЗ-236. Чтобы ускорить процесс изнашивания, в цилиндры вместе с воздухом вводили кварцевую пыль (приготовленную по ГОСТ 8002—62) по  $0,5 \text{ г}$  на  $1 \text{ м}^3$  всасываемого через воздухоочиститель воздуха. Испытания проводили по специальному режиму с пылью и без пыли.

В качестве диагностических параметров исследовали количество газов, прорывающихся в картер; компрессию при 500 и 1000 об/мин; давление картерных газов; утечки сжатого воздуха, подаваемого в цилиндры через отверстия для форсунок, при положении поршня в начале и в в.м.т. такта сжатия; расход масла.

Износ цилиндров измеряли при снятых головках блоков после каждых 25 ч работы двигателя с пылью. После того как

пусковые качества двигателя переставали удовлетворять требованиям нормализации ОИ 025 273—65, испытания прекращали. Данные об износах деталей цилиндропоршневой группы в конце испытаний приведены в табл. 1.

Таблица 1

Износ	Средняя максимальная величина износа в мм	Пределы отклонения от средней максимальной величины износа по отдельным цилиндрам в мм
Радиальный гильз цилиндров . . . . .	0,468	0,400—0,600
Радиальный поршневых колец:		
первого компрессионного . . . . .	1,68	0,78—3,15
второго . . . . .	0,573	0,265—0,950
третьего . . . . .	0,443	0,325—0,590
верхнего маслосъемного . . . . .	0,683	0,410—1,00
нижнего . . . . .	0,343	0,250—0,480
Зазор в замке кольца:		
первого компрессионного . . . . .	6,91	4,3—9,0
второго . . . . .	3,11	1,55—5,35
третьего . . . . .	2,52	1,8—3,5
верхнего маслосъемного . . . . .	3,51	2,1—5,2
нижнего . . . . .	1,5	1,25—1,95
Радиальный юбки поршня . . . . .	0,310	0,275—0,330

Динамика изменения диагностических параметров по мере изнашивания цилиндропоршневой группы показана на рис. 1. Из анализа кривых следует, что наибольшей информативно-

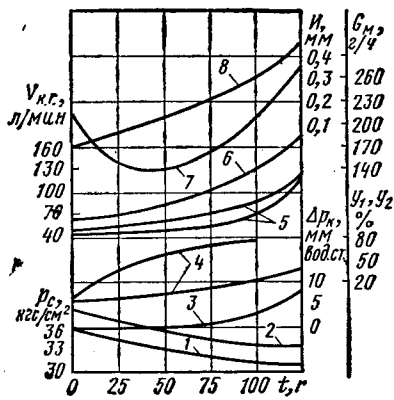


Рис. 1. Изменение параметров, характеризующих техническое состояние деталей цилиндропоршневой группы: 1 и 2 — компрессия при 500 и 1000 об/мин коленчатого вала; 3 — давление картерных газов; 4 — утечки по прибору К-69 в начале и в в.м.т. такта сжатия; 5 — количество газов, прорывающихся в картер при работе двигателя на холостом ходу при 1000 и 1500 об/мин; 6 — количество картерных газов при работе двигателя с полной нагрузкой в диапазоне оборотов 1000—1700 об/мин; 7 — расход масла на regime 0,75  $p_{e \max}$  и 1600 об/мин; 8 — средний максимальный износ цилиндров

стигнет предельно допустимой величины. Такие величины для диагностических параметров установлены исходя из следующих соображений:

1. Значительное увеличение расхода масла на угар, повышенное выделение картерных газов через сапун, снижение пусковых качеств и в отдельных случаях ухудшение мощностных и экономических показателей.

2. Максимально допустимый износ колец составил 0,1—0,12 мм на толщину хромового покрытия, так как после износа хрома начинается интенсивный износ гильз и колец. В связи с этим необходимо своевременно заменять изношенные кольца.

Увеличение торцевых радиальных зазоров между кольцом и поршнем приводит к интенсивному пропуску масла в камеру сгорания и газов в картер двигателя.

Учитывая, что износ цилиндропоршневой группы при описанных испытаниях аналогичен по характеру и величине износам, полученным при длительной эксплуатации, и соответствующие явления идентичны, можно с помощью предлагаемых диагностических параметров своевременно оценивать состояние деталей указанной группы.

Существует мнение, что встречающиеся в эксплуатации износы цилиндропоршневой группы значительно влияют на мощностные и экономические показатели, а также на пусковые качества двигателей. Снижение этих показателей часто является основанием для ремонта двигателя путем замены деталей цилиндропоршневой группы или для капитального ремонта. В действительности снижение мощностных и экономических показателей может быть следствием нарушений нормальной работы не только кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, но и систем, обслуживающих двигатель.

На рис. 2 приведены данные об изменениях мощностных и экономических показателей двигателя ЯМЗ-236 в зависимости от времени работы с пылью. Скоростная характеристика этого двигателя в зависимости от времени  $t_n$  работы с пылью показана на рис. 3. К концу испытаний мощность двигателя снизилась на 7,7%, максимальный крутящий момент на 7%, а минимальный удельный расход топлива увеличился на 15%. Ввиду того что во время испытаний другие детали изнашивались незначительно, можно считать сниженное эксплуатационных показателей следствием износа деталей цилиндропоршневой группы.

На рис. 4 показана динамика изменения показателей  $N_e$ ,  $M_k$  и  $g_e$  в зависимости от герметичности цилиндров при положении поршня в начале такта сжатия. Ось абсцисс графика имеет две шкалы: утечки  $\mu$  в % по прибору НИИАТ К-69 и эквивалентных неплотностей  $F_n$  в мм<sup>2</sup>. Это вызвано тем, что при неплотностях цилиндропоршневой группы, превышающих 2 мм<sup>2</sup>, нельзя пользоваться прибором К-69. Неплотности, превышающие 2 мм<sup>2</sup>, находят по расходу воздуха при определенном давлении над поршнем.

Из рис. 4 видно, что при предельно допустимом снижении герметичности цилиндров за счет износов цилиндропоршневой группы (80% по прибору К-69) мощность и экономичность уменьшаются не более чем на 5% по сравнению с первоначальными значениями.

Исследования в камере холода показали, что пусковые качества двигателей при этом будут на пределе соответствовать требованиям ОН 025 273—65.

Встречающиеся в эксплуатации износы деталей цилиндропоршневой группы, как правило, значительно ниже предельно

стью обладают газы, прорывающиеся в картер на холостом ходу и при полной нагрузке в диапазоне рабочих оборотов, а также вытекаемый сжатый воздух, который регистрируется прибором НИИАТ К-69 при положении поршня в начале такта сжатия. При неплотностях цилиндропоршневой группы, соответствующих утечкам на 70—80% и более, нарушается их линейная зависимость от площади неплотностей, и прибор К-69 дает неточные показания.

Кривые 8 износа цилиндров и кривые 6 количества картерных газов проходят практически идентично. Характер и малое изменение остальных параметров не позволяют четко определить предельное состояние цилиндропоршневой группы и тем более прогнозировать остаточный ресурс ее работы.

По количеству газов, прорывающихся в картер, нельзя установить место неисправности, а можно лишь получить общее представление о техническом состоянии двигателя в целом. На этот параметр, кроме износов деталей цилиндропоршневой группы, влияет величина зазора в сопряжениях выпускной клапан — направляющая втулка. Однако высокая информативность, доступность, простота технологии и удобство измерения количества картерных газов газовым счетчиком ГКФ позволяют использовать этот параметр для экспресс-диагностики.

Когда имеются тормозные стенды, двигатель целесообразно проверять при полной нагрузке, а в противном случае на холостом ходу. Наиболее оптимальный скоростной режим работы двигателя на холостом ходу 1000 и 1500 об/мин, по внешней характеристике в диапазоне 1000—1700 об/мин. Взамен газового счетчика ГКФ можно использовать щелевой дроссель с водяным пьезометром.

Место неисправности и ориентировочный запас ресурса цилиндропоршневой группы можно установить по результатам проверки двигателя прибором НИИАТ К-69, так как при этом определяется герметичность каждого цилиндра, а линейный характер зависимости утечек от износов позволяет ориентировочно оценить запас ресурса.

В связи с тем, что проверка двигателя прибором К-69 сравнительно сложная и трудоемкая (двигатель необходимо прогреть, снять форсунки и установить при измерении поршень каждого цилиндра в строго определенное положение), ее следует осуществлять после обкатки двигателя (автомобиля) и после того, как количество газов, прорывающихся в картер, до-

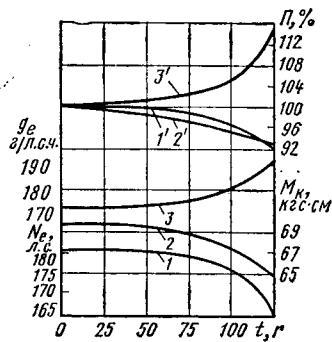


Рис. 2. Изменение мощностных и экономических показателей двигателя ЯМЗ-236: 1 — мощность; 2 — максимальный крутящий момент; 3 — удельный расход топлива (1', 2', 3' — относительное  $\Pi$  изменение этих параметров)

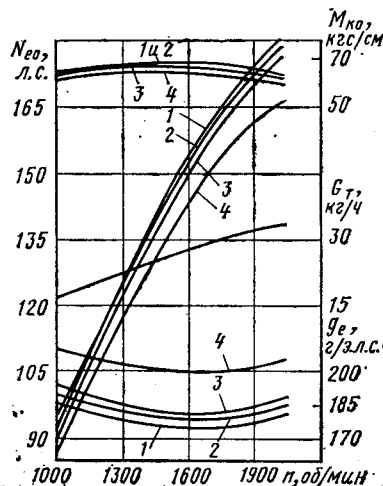


Рис. 3. Скоростные характеристики двигателя ЯМЗ-236: 1 — нового; 2 — при  $t_n=50$  ч,  $I_{ер \max}=0,143$  мм; 3 — при  $t_n=100$  ч,  $I_{ер \max}=0,301$  мм; 4 — при  $t_n=125$  ч,  $I_{ер \max}=0,464$  мм

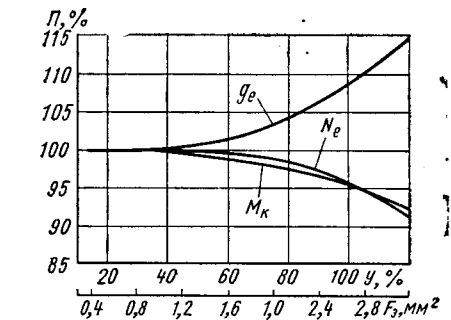


Рис. 4. Относительное изменение мощностных и экономических показателей двигателя ЯМЗ-236 в зависимости от герметичности цилиндров



Наработка в тыс. км	Износ гильз в мм	Значения параметров в состоянии поставки на ремонт				Значения параметров после регулирования или эталон Т. А			Детали, замененные при ремонте	Расход масла после приработки в % от топлива	Наработка после замены деталей в тыс. км
		$N_e$ в л. с.	$g_e$ в г/л.с.ч.	$Q_1$ в кг/ч	Расход масла в % к топливу	$N_e$ в л. с.	$g_e$ в г/л.с.ч.	$Q_1$ в кг/ч			
<b>Двигатель ЯМЗ-236</b>											
130,3	0,150	168	181	32,2	1,85	178,5	175,0	32,3	Поршневые кольца, вкладыши	0,8	105,0
148,5	0,140	171	178	32,0	1,50	182,0	176,5	33,0	То же	1,0	50,0
110,3	0,125	163	192	35,0	2,0	181,0	177,0	32,9	Поршневые кольца	0,9	92,3
<b>Двигатель ЯМЗ-238</b>											
167,6	0,21	218	190	41,9	2,1	238,0	176,0	42,6	Поршневые кольца, вкладыши	1,4	72,4
98,6	0,13	228	187	45,0	1,5	235,0	175,0	42,5	Поршневые кольца	0,9	86,7
77,3	0,11	206	185	39,5	1,3	230,0	173,0	41,5	То же	0,75	72,7
160,2	0,23	230	190	46,0	2,3	235,0	178,0	42,1	Поршневые кольца вкладыши	1,35	77,8

допустимых величин, что не может заметно снижать эффективность работы двигателя.

В результате исследований двигателей ЯМЗ (табл. 2), поступивших для капитального ремонта, установлено, что во всех случаях отклонения мощностных и экономических показателей от нормы и повышенная дымность выпускных газов явились результатом износа распылителей и неправильного регулирования топливной аппаратуры.

После замены распылителей форсунок и регулирования аппаратуры мощностные и экономические показатели двигателей практически полностью восстанавливались.

Расход масла у этих двигателей составлял примерно 1,8% к расходу топлива и лишь у двигателей с поломанными или зависшими кольцами 2,5—3%. Износ гильз цилиндров в основном не превышал 0,23 мм.

Основными причинами повышенного расхода масла являются большие торцевые зазоры кольцо — поршень, возникшие в результате износов. Эти износы вызывают увеличение насосного действия колец, из-за которого повышается прокачивание масла в камеру сгорания и газы прорываются в картер двигателя. Кроме того, у масел некоторых применяемых сортов обра-

зовывается нагар, который вызывает залегание колец и загрязнение дренажных отверстий в поршнях.

Исследования показали, что износ гильз цилиндров до 0,25—0,30 мм максимально допустим как с точки зрения приемлемого ухудшения пусковых качеств двигателя и увеличения расхода масла, так и по показателям надежности работы цилиндропоршневой группы. При этом необходимо своевременно заменять поршневые кольца. Это позволит снизить темп износа гильз и восстановить работоспособность двигателя на длительный период его работы.

Наибольшая эффективность замены колец наблюдается при износе гильз до 0,12—0,15 мм.

Результаты исследований подтвердили правильность данных по двигателям ЯМЗ, полученных ранее<sup>1</sup>.

Таким образом, износы деталей цилиндропоршневой группы почти не влияют на изменения мощностных и экономических показателей дизелей, а в основном сказываются на значительном увеличении расхода масла и ухудшении пусковых качеств.

<sup>1</sup> М. А. Григорьев, Е. П. Слабов. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 12.

УДК 621.43.032.8

## Особенности работы системы топливоподдачи карбюраторного двигателя в кавитационных условиях

В. В. МАРКЕЕВ  
ЦИНТА

**В** СВЯЗИ с легкой испаряемостью бензина в системе топливоподдачи автомобильных двигателей может появиться кавитация, что приводит к снижению производительности бензонасоса и даже к прекращению подачи топлива [1—3].

Кавитация в системе топливоподдачи влечет за собой понижение уровня топлива в поплавковой камере карбюратора, вследствие чего запорный клапан его поплавкового механизма открывается на величину, большую обычной. В результате гидравлическое сопротивление клапана снижается, а ход диафрагмы бензонасоса возрастает за счет увеличения доли ее перемещения в верхнее положение под действием центральной пружины. Величина этого перемещения зависит также от числа рабочих циклов в единицу времени. Чем большее количество циклов совершает диафрагма, тем меньше ее ход.

На рис. 1 показана зависимость величины хода  $h$  диафрагмы бензонасоса от степени дросселирования всасывающей  $\Delta p_b$  и нагнетательной  $\Delta p_0$  магистралей (600 об/мин — сплошная, 1800 об/мин — штриховая линии). Вместо расчетного хода, равного в исследуемом бензонасосе 7 мм, при недросселированных магистральных величина хода диафрагмы равна 5 мм на режиме 600 об/мин и 3,5 мм на режиме 1800 об/мин.

Изменение величины хода диафрагмы в зависимости от степени дросселирования всасывающей магистрали (рис. 1, а) моделирует работу бензонасоса в высокотемпературных условиях. По мере дросселирования впуска ход диафрагмы увеличивается. Усилие пружины при этом затрачивается в основном на сжатие паров бензина, а на полезный ход, обеспечивающий подачу топлива в поплавковую камеру карбюратора, расходуется лишь усилие, которое центральная пружина развивает, находясь в состоянии, близком к исходной затян-

В случае увеличения цикличности работы бензонасоса пружина не обеспечивает полного перемещения диафрагмы в крайнее верхнее положение.

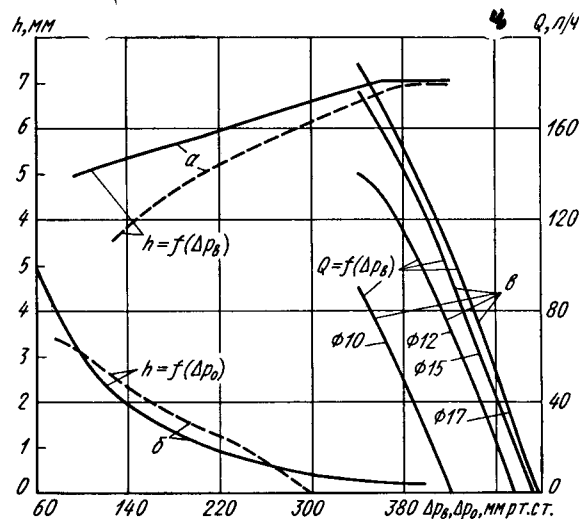


Рис. 1. Зависимость хода диафрагмы бензонасоса и производительности экспериментального образца с различными проходными отверстиями клапана от степени дросселирования магистралей

Как видно из рис. 1, б, по мере уменьшения  $\Delta p_0$  величина  $h$  растет нелинейно. Чем больше снижение гидравлического сопротивления  $\Delta p_0$ , тем интенсивнее увеличивается ход диафрагмы. Тем не менее в случае полной разгрузки нагнетательной магистрали диафрагма не достигает своего расчетного хода, особенно при большой частоте вращения приводного вала.

Таким образом, на кавитационных режимах работы бензонасоса увеличение хода его диафрагмы обусловлено процессами, происходящими как во всасывающей, так и в нагнетательной магистралях. Однако неизбежно при этом возрастание хода диафрагмы не способствует увеличению подачи топлива и поддержанию необходимого уровня его в поплавковой камере карбюратора, хотя запорный клапан ее и открыт полностью. Исследования работы бензонасоса на режимах кавитации на установке, имеющей прозрачные топливопроводы, показали, что в такте всасывания паровые пузыри, растягиваясь, попадают в рабочую камеру бензонасоса, а в такте нагнетания выталкиваются обратно во всасывающую магистраль. Подачи топлива при этом не происходит совсем.

Существенным фактором, способствующим снижению вероятности образования кавитационных условий в топливной магистрали от бензобака к бензонасосу, является уменьшение гидравлического сопротивления на линии всасывания. Величина снижения давления в бензопроводе постоянного диаметра определяется по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p = \lambda \frac{v^2}{2} \cdot \frac{L_{пр}}{d} \quad \rho = \lambda \frac{u^2}{2} \cdot \frac{L_{пр}}{d\rho}, \quad (1)$$

где  $\lambda$  — коэффициент трения, зависящий в общем случае от числа Рейнольдса и шероховатости трубопровода;

$L_{пр}$  — приведенная длина бензопровода, равная сумме его геометрической длины и эквивалентной длины местных сопротивлений;

$d$  — внутренний диаметр трубопровода;

$\rho$  — плотность жидкости;

$v = \frac{u}{\rho}$  — средняя линейная скорость потока в м/с;

$u$  — средняя массовая скорость в кг/м<sup>2</sup>·с.

Формула (1) может быть представлена в виде

$$\Delta p = 0,811 \lambda \frac{m_c^2 L_{пр}}{d^5 \rho}, \quad (2)$$

где  $m_c$  — секундный массовый расход жидкости.

Как видно из формулы (2), снижение давления в бензопроводе прямо пропорционально квадрату массового расхода, а также приведенной длине бензопровода и обратно пропорционально средней плотности жидкости и внутреннему диаметру бензопровода в пятой степени. Из этого следует, что при уменьшении диаметра трубопровода в 1,25 раза величина снижения давления увеличивается в 3 раза.

Представленные на рис. 2 характеристики бензонасоса автомобиля «Москвич-412», полученные с бензопроводами  $d_y = 4$  мм (принят на автомобиле) и  $d_y = 6$  мм, свидетельствуют о значительном влиянии диаметра бензопроводов на производительность бензонасоса. С увеличением частоты вращения приводного вала разница в производительности насоса в зависимости от диаметра бензопроводов увеличивается. Например, в диапазоне скоростей приводного вала 1800—2400 об/мин с увеличением внутреннего диаметра бензопроводов до 6 мм

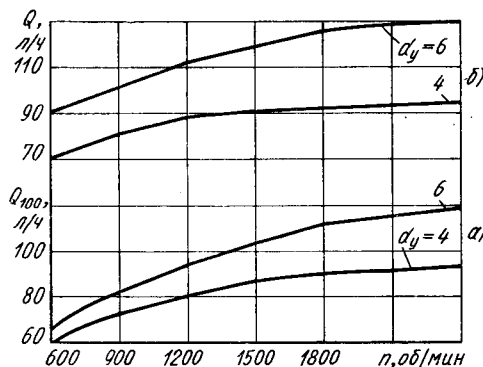


Рис. 2. Зависимость производительности бензонасоса автомобиля «Москвич-412» от внутреннего диаметра трубопроводов

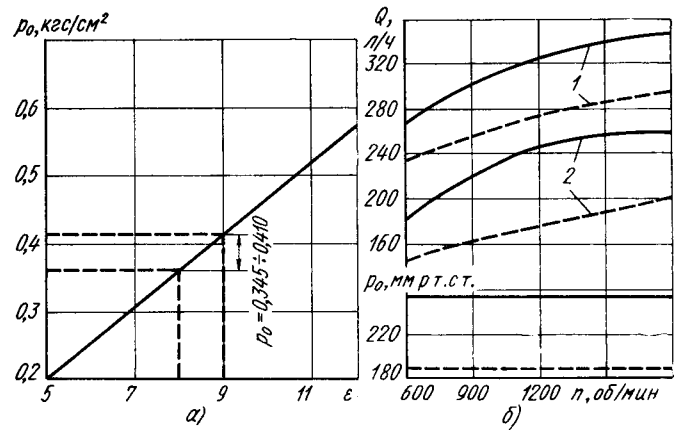


Рис. 3. Улучшение работоспособности автомобильного бензонасоса с увеличением  $p_0$

производительность бензонасоса при противодавлении 100 мм рт. ст. (рис. 2, а) возрастает на 15—20%, а на режиме свободного слива (рис. 2, б) — до 40%. Следовательно, с увеличением внутреннего диаметра бензопроводов снижается внутреннее гидравлическое сопротивление в магистралях топливоподачи и уменьшается величина падения давления, обуславливающая меньшую вероятность появления кавитации при работе бензонасоса в высокотемпературных условиях.

Вероятность образования паровых пробок в нагнетательной части системы топливоподачи в значительной мере предопределяется принятой величиной давления нулевой подачи бензонасоса. Зависимость на рис. 3, а, построенная по литературным данным [4], показывает, что с увеличением степени сжатия, а следовательно, и мощности двигателя применяются бензонасосы с повышенным давлением нулевой подачи, составляющим в современных системах 0,4 кгс/см<sup>2</sup> и более. Механизм образования давления нулевой подачи наиболее полно изучен японскими специалистами [5].

На рис. 3, б показано влияние величины давления нулевой подачи на производительность серийного бензонасоса размерности 100, в который поочередно монтировали тарированные центральные пружины, обеспечивающие давление нулевой подачи 188 мм рт. ст., т. е. около 0,25 кгс/см<sup>2</sup>, и превышающие давление по ТУ, равное 255 мм рт. ст., т. е. 0,35 кгс/см<sup>2</sup>, при стандартных температурных условиях 20°C. Чтобы устранить влияние гидравлического сопротивления бензопроводов, внутренний диаметр их был увеличен до  $d_y = 8$  мм.

Полученные результаты показывают, что производительность бензонасоса возрастает с увеличением давления нулевой подачи (сплошные линии) сравнительно с ТУ (штриховые линии).

Эффективными мероприятиями по снижению парообразования в системе топливоподачи являются уменьшение вредного пространства в рабочей камере бензонасоса, снижение гидравлического сопротивления на линии всасывания путем увеличения проходного диаметра бензопровода, радиусов его изгиба и т. д. Что касается самого бензонасоса, то снижения его внутреннего гидравлического сопротивления можно достичь путем выбора рациональной конструкции клапана, что подтверждается результатами конструкторско-исследовательских работ, выполненных в ЦНИТА при модернизации серийного бензонасоса размерности 100 и создании нового клапана [6]. Конструкции опытного 1 и серийного 2 клапанов показаны на рис. 4.

В процессе разработки нового клапана проведено тщательное исследование влияния на производительность насоса диаметра проходного отверстия седла клапана, его длины, величины лодъема запорной пластины, усилия клапанной пружины, диаметра гнезда под клапан в рабочей камере бензонасоса и др. при одновременном решении вопросов его герметичности, технологичности и ремонтоспособности.

На рис. 1, в представлена кавитационная характеристика  $Q = f(\Delta p_v)$  ( $d_y = 6$  мм,  $n = 1400$  об/мин) одного и того же бензонасоса, но с различным диаметром проходного отверстия седла клапана. Кривые описывают концевые характеристики при дроселировании всасывающего бензопровода с 340 мм рт. ст., т. е. с момента, когда дальнейшее дроселирование ведет к резкому увеличению гидравлического сопротивления, падению давления во всасывающей магистрали и к интенсивному парообразованию.

Производительность бензонасоса падает с уменьшением отверстия седла клапана на всем диапазоне дроселирования.

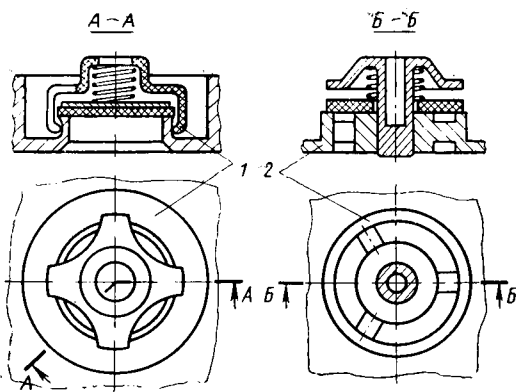


Рис. 4. Конструкция опытного и серийного клапанов

При создании новой головки бензонасоса преследовалась основная цель — уменьшить объем вредного пространства, поскольку в случаях работы бензонасоса в двухфазной среде (пар и жидкость) в такте нагнетания большая часть хода диафрагмы затрачивается на сжатие паров топлива. Скорость сжатия паровоздушной фазы зависит в основном от соотношения объема  $V_h$ , описываемого диафрагмой, и объема  $V_{вр}$  вредного пространства, характеризуемого коэффициентом вредного пространства

$$\varepsilon_m = \frac{V_{вр}}{V_h} \quad (3)$$

Полный объем рабочей камеры экспериментальной головки с тремя новыми клапанами удалось довести до 46 см<sup>3</sup>, что почти на 20% меньше объема рабочей камеры серийной головки с шестью клапанами при одном и том же их диаметре. На рис. 5 показана производительность бензонасоса с серийной шестиклапанной (кривая 1) и экспериментальной трехклапанной (кривая 2) головками в зависимости от температуры топлива, выходящего из насоса, при  $d_y=6$  мм и  $n=1800$  об/мин.

В целях максимального приближения к действительным условиям работы бензонасоса с карбюратором высокотемпературные испытания проводили только при дросселировании топлива на выходе из бензонасоса, для чего в нагнетательный бензопровод монтировали жиклер с диаметром проходного отверстия 2,5 мм при длине калиброванного отверстия 5 мм. Испытуемые образцы отличались материалом, из которого были изготовлены их корпусные детали (серийный образец из цинкового сплава, экспериментальные образцы из алюминийевого сплава). При прекращении подачи топлива насосом предшествующее измерение производительности считалось последним и получило наименование «предел устойчивой работы».

Подогрев бензонасосов осуществлялся в водяной ванне с электрическими спиралями при температуре воды до 100°C. Величина производительности и равномерность ее снижения с ростом температуры практически одинаковы для обоих насосов. Однако у серийного насоса срыв подачи топлива, несмотря на различие в теплопроводности материала корпусных деталей, произошел раньше. Температура воды, при которой произошел срыв подачи топлива, у обоих бензонасосов составляла 100°C, тогда как температура топлива, выходящего из насоса, при которой зафиксирован предел устойчивой работы, у экспериментального насоса на 3°C выше, чем у серийного. Возможность работы при более высокой температуре топлива обусловлена меньшим гидравлическим сопротивлением клапана и малым объемом рабочей камеры опытной головки, что способствовало снижению коэффициента вредного пространства  $\varepsilon_m$ .

При одном и том же диаметре бензонасоса коэффициент вредного пространства можно снизить путем увеличения полного возможного хода диафрагмы.

Из рис. 5 видно, что производительность экспериментального бензонасоса с ходом диафрагмы 9 мм (кривая 3) выше производительности этого же бензонасоса с ходом диафрагмы 7 мм (кривая 2) при температуре топлива, выходящего из на-

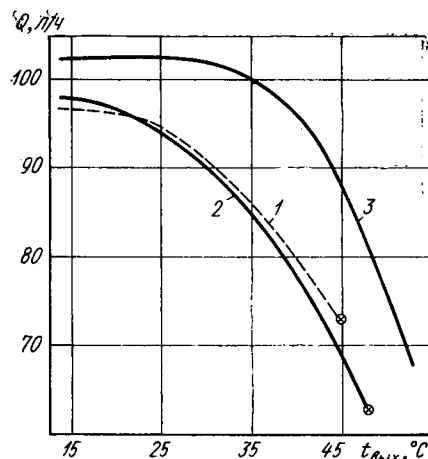


Рис. 5. Кавитационная характеристика бензонасоса с серийными и опытными клапанами:  
1 — производительность насоса с серийной головкой; 2 — производительность насоса с экспериментальной головкой и ходом диафрагмы 7 мм; 3 — то же, с ходом диафрагмы 9 мм

соса, 40°C на 23%, а при температуре топлива 45°C на 28%. При этом в первом случае снижение производительности бензонасоса в зависимости от повышения температуры топлива происходит более плавно, чем во втором. Предел устойчивости работы для экспериментального насоса с ходом диафрагмы  $h=7$  мм наблюдался при температуре топлива 48°C, при этом насос с увеличенным ходом диафрагмы  $h=9$  мм имел производительность более 80 л/ч и продолжал устойчиво работать. Довести его подачу до срыва оказалось невозможным, так как нельзя было поднять температуру используемого теплоносителя выше 100°C.

Для уменьшения вероятности образования паровых пробок необходимо закладывать в конструкцию рабочей камеры бензонасоса наибольший ход диафрагмы (в пределах возможного ее вытягивания). Выказываемые иногда опасения о более интенсивном износе диафрагмы при ее большом ходе не обоснованы, так как последний наблюдается только на кавитационных режимах, в условиях высоких температур окружающего воздуха; в обычных условиях диафрагма колеблется около крайнего нижнего положения, и ее ход определяется расходом топлива двигателем [7].

Из сказанного следует, что совершенство элементов топливоподдачи в большой степени влияет на стабильность работы системы питания автомобиля при его эксплуатации в высокотемпературных условиях.

При модернизации или проектировании системы топливоподдачи необходимо в основном учитывать следующее.

1. Магистрали топливоподдачи должны иметь минимально возможное гидравлическое сопротивление.
2. Совместная работа агрегатов бензонасос—карбюратор должна обеспечиваться при большем давлении топливоподдачи.
3. При подборе или конструировании нового бензонасоса необходимо стремиться к соблюдению следующих условий: малое внутреннее гидравлическое сопротивление, минимальный объем вредного пространства рабочей камеры, максимально возможный полный ход диафрагмы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Калугин К. П., Маркеев В. В. Исследование работы бензонасоса в условиях высоких температур на безмоторном стенде. — «Труды ЦНИТА», 1963, вып. 18.
2. Маркеев В. В. В сб.: Автомобильные двигатели, 1967, № 1, НИИИавтопром.
3. Маркеев В. В. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 3.
4. «Автомобильная промышленность США», 1964—1968.
5. Toshitaka Chiuma. — „ISAE Transactions“, 1964, № 3, vol. 18.
6. «Открытия и изобретения, промышленные образцы, товарные знаки», 1973, № 16 (Авт. свид. № 375399).
7. Маркеев В. В. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.

# Моделирование на ЭВМ колебаний автомобиля с продольно-упругой подвеской

М. А. ЮДКЕВИЧ, А. Г. РАВВИН

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

**ШИРОКИЕ** натурные испытания и исследования автомобилей с продольно-упругими подвесками, выполненные на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева и вузами [1—3], показали, что, снижая продольную жесткость пассивной подвески, можно достигнуть дальнейшего улучшения эксплуатационных свойств автомобиля. Однако при этом возможны и негативные явления.

Рассмотрим результаты моделирования на ЭВМ, которое проводилось с целью качественной и количественной оценки влияния продольного подрессоривания на показатели колебательного процесса легкового семиместного автомобиля ЗИЛ и определения области оптимальных значений основных конструктивных параметров продольно-упругой подвески — продольной жесткости и демпфирования в продольном направлении с учетом влияния вертикальных колебаний на продольные.

Схема эквивалентной трехмассовой линейной модели представлена на рис. 1. Модель имеет девять степеней свободы и учитывает вертикальные, продольные, продольно-угловые и крутильные колебания отдельных масс системы.

Колебательная система описывается девятью дифференциальными уравнениями второго порядка в инерциальной системе координат, движущейся поступательно со скоростью  $v_a$ . Система дифференциальных уравнений составлена на основе общепринятых допущений [4]:

$$M\ddot{Z}_0 - F_{B1} - F_{B2} = 0; \quad (1)$$

$$m_1\ddot{Z}_1 + F_{B1} - N_1 = 0; \quad (2)$$

$$m_2\ddot{Z}_2 + F_{B2} - N_2 = 0; \quad (3)$$

$$M_0\ddot{X}_0 - F_{r1} - F_{r2} = 0; \quad (4)$$

$$m_{n1}\ddot{X}_1 + F_{r1} - T_1 = 0; \quad (5)$$

$$m_{n2}\ddot{X}_2 + F_{r2} - T_2 = 0; \quad (6)$$

$$J_0\ddot{\theta}_0 + F_{B1}a - F_{B2}b + F_{r1}h_1 + F_{r2}h_2 = 0; \quad (7)$$

$$J_{k1}\ddot{\varphi}_1 + T_1r_{d1} - d_1N_1 = 0; \quad (8)$$

$$J_{k2}\ddot{\varphi}_2 + T_2r_{d2} - d_2N_2 = 0; \quad (9)$$

где  $F_{B1}$ ,  $F_{B2}$  и  $F_{r1}$ ,  $F_{r2}$  — полные динамические вертикальные и продольные силы (в кгс), действующие от передней (индекс 1) и задней (индекс 2) подвесок автомобиля;

$N_1$ ,  $N_2$  и  $T_1$ ,  $T_2$  — нормальные и продольные силы (в кгс) реакции от дороги на колесах передней (индекс 1) и задней (индекс 2) оси.

В дифференциальных уравнениях продольных и крутильных угловых колебаний непрорессоренных масс внешние возбуждающие продольные силы  $T_i$  выражены по работам [5 и 6], что позволило учесть жесткостные и кинематические характеристики эластичного колеса, а также влияние вертикальных деформаций шин на продольные колебания автомобиля.

Для исследования модели составлена фортран-программа, состоящая из отдельных блоков. Численное интегрирование дифференциальных уравнений (1)—(9) выполнялось на ЭВМ по методу Рунге-Кутты четвертого порядка. При моделировании системы все колеса принимались ведомыми; рассматривались безотрывное качение колес от дороги, причем предполагалось, что перемещения колес в вертикальной и продольной плоскостях совершаются независимо, по типу «свечной» подвески, а связь между вертикальными и продольными колебаниями — через продольно-угловые колебания  $\theta_0$ .

Программа ограничивает расчетную величину  $T_i$  максимальной силой сцепления колес с дорогой.

Численными значениями коэффициентов дифференциальных уравнений принимались действительные параметры легкового автомобиля ЗИЛ.

Независимыми переменными при решении системы дифференциальных уравнений, описывающих движение модели, являются величины микронеровностей дороги  $q_i$ ; под колесами передней и задней осей и их производные. Для вычисления текущего значения высоты микронеровностей и их производных использовалась подпрограмма интерполяции и дифференцирования по таблично заданному массиву реальных микронеровностей участка дороги определенной длины. Предусмотрено также моделирование движения через единичную неровность. Исследования проводились на четырех видах неровностей  $q_i(t)$ :

1) синусоидальная дорога с амплитудой  $a_{\max} = 1$  см и периодом 2 м, аналогичная дороге, уложенной на испытательные барабаны согласно работе [7];

2) асфальтированное шоссе со среднеквадратичной величиной отклонений высоты неровностей  $\sigma_{q_i} = 0,95$  см;

3) булыжное шоссе со среднеквадратичной величиной отклонений высоты неровностей  $\sigma_{q_i} = 1,44 \div 1,68$  см;

4) единичная неровность трапециевидного профиля высотой 5 см; длина основания 0,324 м, угол наклона боковых ребер  $\sim 80^\circ$ .

Выходными характеристиками исследуемой системы являются среднеквадратичные величины:

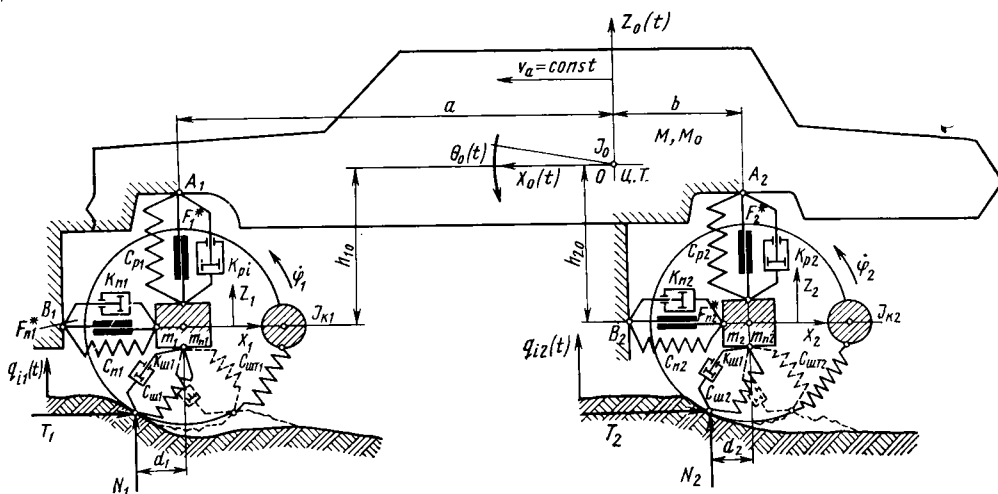


Рис. 1. Схема эквивалентной трехмассовой модели.

$O$  — центр тяжести подрессоренных масс координатами  $a$ ,  $b$ ,  $h_i$ ;  $M$ ,  $M_0$  — подрессоренная масса автомобиля, участвующая в вертикальных и продольных колебаниях ( $M = 3,377$  и  $M_0 = 3,394$  кгс·с<sup>2</sup>·см<sup>-1</sup>);  $m_1$ ,  $m_2$  — непрорессоренные массы осей автомобиля, участвующие в вертикальных и продольных колебаниях ( $m_1 \approx m_{n1} = 0,129$  и  $m_2 \approx m_{n2} = 0,276$  кгс·с<sup>2</sup>·см<sup>-1</sup>);  $J_0$ ,  $J_{k1}$  — моменты инерции подрессоренных масс относительно центра тяжести и двух колес относительно оси вращения ( $J = 160\,000$ ,  $J_{k1,2} = 50,82$  кгс·с<sup>2</sup>·см);  $a = 210$  см,  $b = 178$  см,  $h_{1,0} \approx h_{2,0} = 3,5$  см;  $d_i$  — «сиос» нормальная реакция из-за наличия сопротивления качению;  $C_{p1}$ ,  $C_{n1}$  — вертикальные и продольные жесткости подвесок, приведенные к центрам колес ( $C_{p1} = 45$ ,  $C_{p2} = 100$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $C_{n1}$  изменяется по вариантам);  $K_{p1}$ ,  $K_{n1}$  — коэффициенты вязкого сопротивления соответственно в вертикальном и продольном направлениях ( $K_{p1} = 1,56$ ,  $K_{p2} = 4,62$  кгс·с·см<sup>-1</sup>,  $K_{n1}$  изменяется по вариантам);  $F_i$ ,  $F_{ni}$  — силы сухого трения в подвесках осей в вертикальном и продольном направлениях ( $F_1^* = 60$ ,  $F_2^* = 50$  кгс, принято  $F_{ni}^* = 0$ );  $C_{s1}$ ,  $C_{s2}$  — радиальная и тангенциальная жесткость двух шин оси ( $C_{s1} = 760$ ,  $C_{s2} = 780$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $C_{s1}$  и  $C_{s2}$  учитываются коэффициентом в выражении силы  $T_i$  для  $C_{s1}$  — боковой коэффициент вязкого сопротивления двух шин осей в вертикальном направлении ( $K_{s1} = 0,71$ ,  $K_{s2} = 1,07$  кгс·с·см<sup>-1</sup>);  $q_i$  — независимые переменные величины микронеровностей дороги

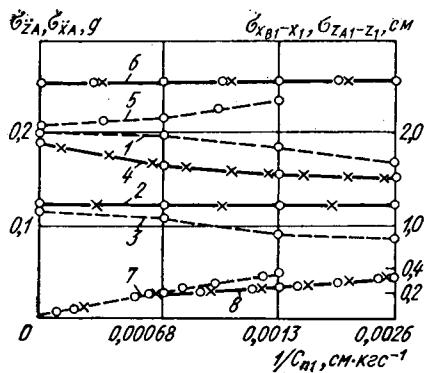


Рис. 2. Уровни вертикальных и продольных ускорений кузова в точках вблизи передней оси и относительных перемещений в передней подвеске легкового автомобиля ЗИЛ при движении по дороге с булыжным покрытием со скоростью  $v_a = 70$  км/ч (сплошные линии — расчет модели; штриховые — натурные испытания):

1, 2 —  $\sigma \ddot{Z}_{A1}$  — среднеквадратичные величины вертикальных ускорений кузова; 3, 4 —  $\sigma \ddot{X}_{B1}$  — то же, продольных ускорений кузова; 5, 6 —  $\sigma Z_{A1-Z1}$  — то же, вертикальных относительных перемещений в подвеске; 7, 8 —  $\sigma X_{B1-X1}$  — то же, продольных относительных перемещений в подвеске

- 1) относительных вертикальных и продольных перемещений в подвеске и их скоростей;
- 2) ускорений и скоростей изменения ускорений поддресоренных масс.

При вычислении третьих производных перемещений использовалась специальная подпрограмма дифференцирования.

Варианты подвески по величине продольной упругости  $C_{pi}$  и демпфирования  $\psi_{pi}$  выбирались в широких пределах:  $C_{pi}$  от 35 000 до 5 кгс·см<sup>-1</sup>,  $\psi_{pi}$  от 0,005 до 0,4. Помимо этого, проводились расчеты с измененными геометрическими параметрами автомобиля  $h_i \approx a$ , уменьшением жесткости рессор  $C_{pi}$  и др.

Линеаризация нелинейных параметров продольно-упругой подвески при периодическом возмущении выполнялась с помощью метода гармонического баланса [1]. При случайном возмущении несколько увеличивалась эквивалентная жесткость подвески.

Поскольку исследуемая система имеет два входа (переднюю и заднюю оси), то амплитудно-частотные характеристики определялись при гармоническом воздействии по каждому входу в систему. Это обеспечивалось возбуждением только под одной из осей — в данном случае использовалась так называемая «парциальная» модель. При расчете случайных колебаний возмущения (с необходимым запаздыванием на длину базы) подавались по обоим входам — в данном случае использовалась «полноразмерная» модель.

На рис. 2 показаны данные моделирования и натурных испытаний легкового автомобиля ЗИЛ с различными вариантами передней подвески по величине продольной упругости  $1/C_{pi}$ , являющейся обратной величиной продольной жесткости  $C_{pi}$ .

На рис. 3 приведены отдельные амплитудно-частотные характеристики модели для некоторых выходных параметров, построенных в логарифмическом масштабе по оси частот.

Установлено, что результаты исследования аналитической модели удовлетворительно согласуются с данными натурных испытаний серийного варианта легкового автомобиля ЗИЛ [2 и 7], хотя путем сравнения данных, полученных методом моделирования на ЭВМ и в результате натурных испытаний автомобиля в дорожных условиях [2], обнаружено отличие в уровнях вертикальных  $\ddot{Z}_{A1}$  и продольных  $\ddot{X}_{B1}$  ускорений. При моделировании в сравнимых условиях уровень  $\ddot{X}_{B1}$  превышает уровень  $\ddot{Z}_{A1}$ , а по результатам натурных испытаний  $\ddot{Z}_{A1}$  выше  $\ddot{X}_{B1}$ . При этом величины относительных перемещений подвески  $Z_{A1-Z1}$  и  $X_{B1-X1}$ , полученные расчетным и экспериментальным путем, весьма близки (рис. 2). Подобная разница объясняется использованием при расчете плоской модели и другими неучтенными факторами, а также применением при испытаниях высокочастотных фильтров (частота среза фильтров 15—30 Гц). Влияние последнего состоит в том, что согласно работе [1] и другим трудам продольные колебания происходят с более высокими частотами и скоростями, чем вертикальные, а фильтры при измерении  $\ddot{Z}_{A1}$  и  $\ddot{X}_{B1}$  оставались одни и те же.

Таким образом, при расчете движения модели заведомо должен повышаться уровень  $\ddot{X}_{B1}$  и снижаться  $\ddot{Z}_{A1}$  по сравнению

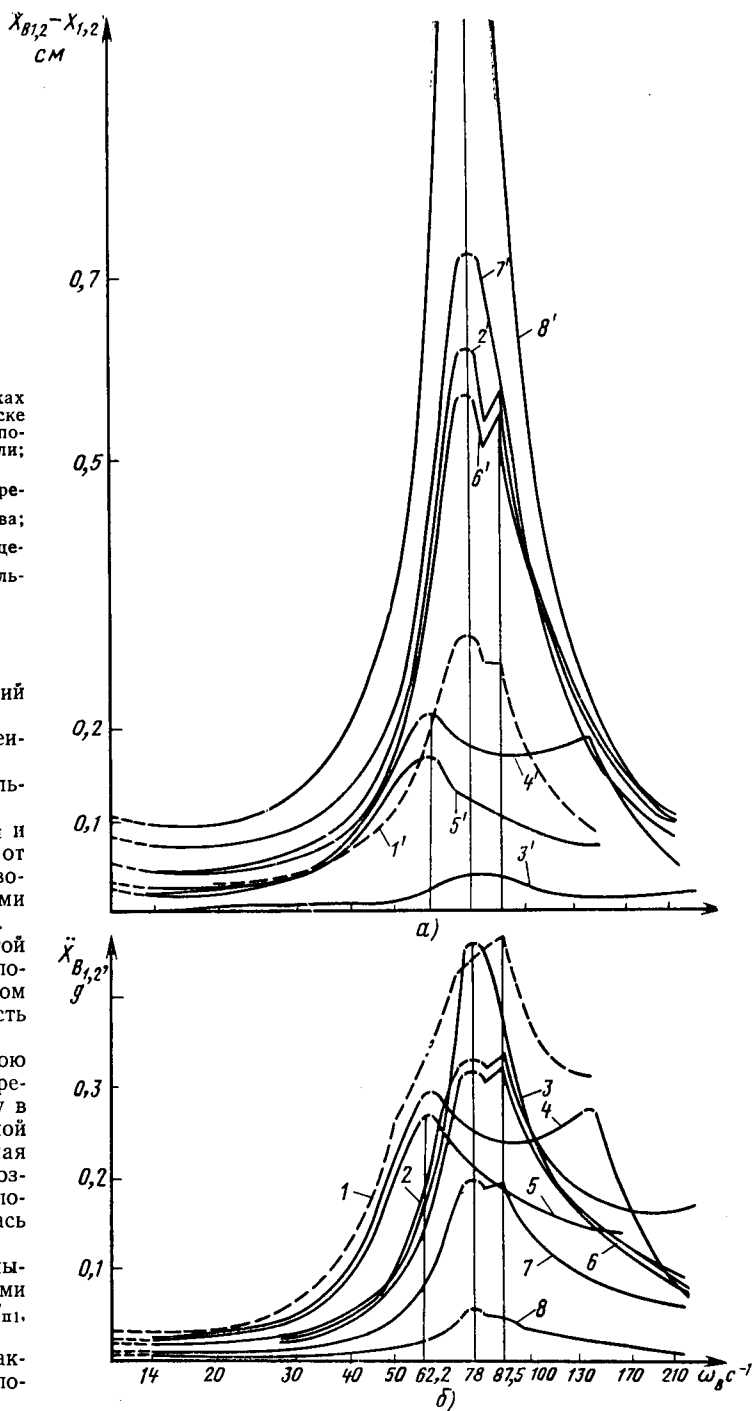


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики продольных колебаний передней (1) и задней (2) подвески:

а — величины относительных перемещений в передней и задней подвесках; б — величины продольных ускорений поддресоренной массы перед передней и задней осью; 1, 1' ( $\ddot{X}_{B1}, X_{B1}-X_1$ ) — модель с возбуждением под обеими осями, вариант:  $C_{p1} = 1525$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $C_{p2} = 4648$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $\psi_{p1} = 0,275$ ,  $\psi_{p2} = 0,05$ ; 2, 2' ( $\ddot{X}_{B1}, X_{B1}-X_1$ ) — то же, под передней осью, вариант:  $C_{p1} = 1525$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $C_{p2} = 0$ ,  $\psi_{p1} = 0,1$ ,  $C_{p1} = 22,5$  кгс·см<sup>-1</sup>; 3, 3' ( $\ddot{X}_{B1}, X_{B1}-X_1$ ) — то же, под передней осью, вариант:  $C_{p1} = 35$  тыс. кгс·см<sup>-1</sup>,  $C_{p2} = 0$ ,  $\psi_{p1} = 0,005$ ; 4, 4' ( $\ddot{X}_{B2}, X_{B2}-X_2$ ) — то же, под задней осью, вариант:  $C_{p1} = 0$ ,  $C_{p2} = 4648$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $\psi_{p2} = 0,05$ ; 5, 5' ( $\ddot{X}_{B2}, X_{B2}-X_2$ ) — то же, под задней осью, вариант:  $C_{p1} = 0$ ,  $C_{p2} = 4648$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $\psi_{p2} = 0,18$ ; 6, 6' ( $\ddot{X}_{B1}, X_{B1}-X_1$ ) — то же, под передней осью, вариант:  $C_{p1} = 1525$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $C_{p2} = 0$ ,  $\psi_{p1} = 0,1$ ,  $C_{p1} = 45$  кгс·см<sup>-1</sup>; 7, 7' ( $\ddot{X}_{B1}, X_{B1}-X_1$ ) — то же, под передней осью, вариант:  $C_{p1} = 190$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $C_{p2} = 0$ ,  $\psi_{p1} = 0,25$ ; 8, 8' ( $\ddot{X}_{B1}, X_{B1}-X_1$ ) — то же, под передней осью, вариант:  $C_{p1} = 5$  кгс·см<sup>-1</sup>,  $C_{p2} = 0$ ,  $\psi_{p1} = 0,25$

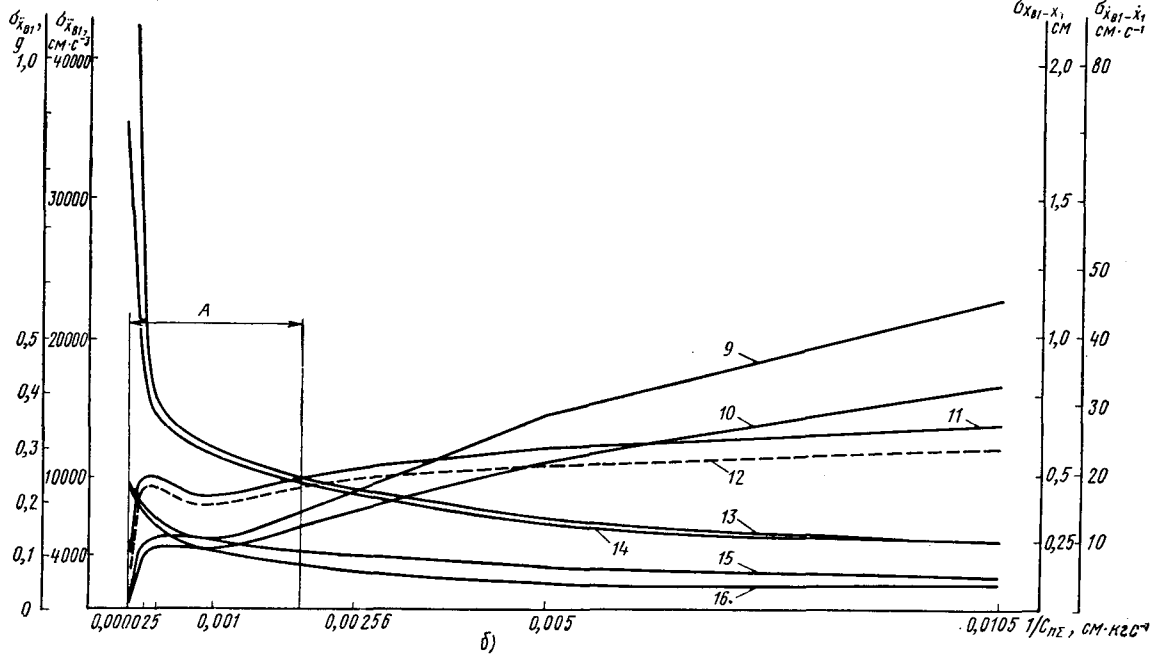
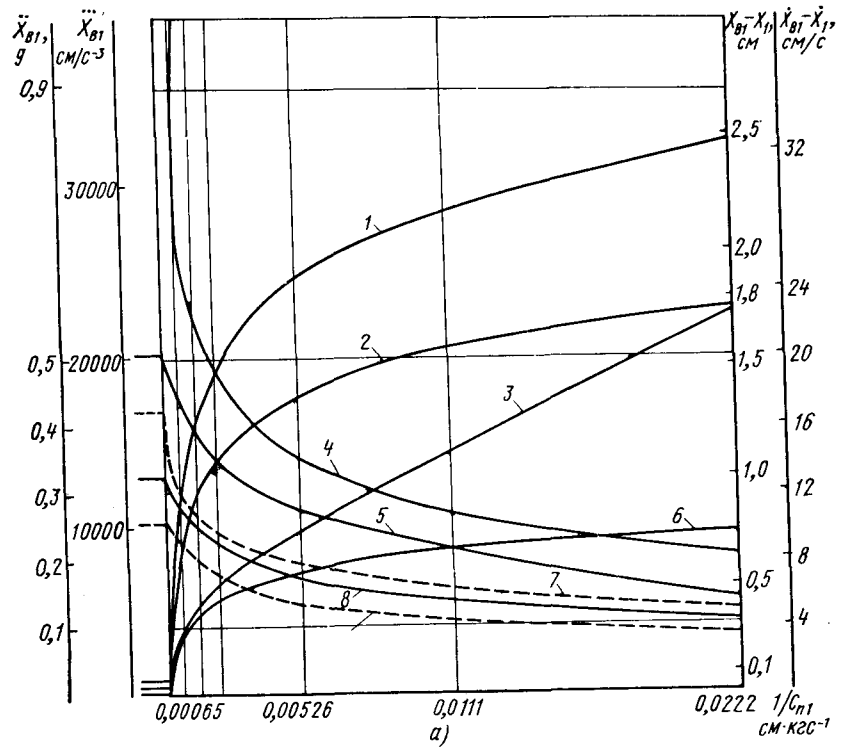
с результатами натурных испытаний, что и соответствует полученным результатам.

Однако зависимость вертикальных колебаний от параметров продольной упругости подвески в разработанной математической модели проявляется слабо, а при дорожных испытаниях автомобилей определяется однозначно существенная связь меж-

Рис. 4. Уровень продольных колебаний модели в зависимости от величины продольной упругости передней подвески на синусоидальной дороге (а) и на дороге с булыжным покрытием (б):

- 1 -  $(\dot{X}_{B1} - \dot{X}_1)$ ,  $\omega = 80 \text{ c}^{-1}$ ; 2 -  $(\dot{X}_{B1} - \dot{X}_1)$ ,  $\omega = 65 \text{ c}^{-1}$ ;  
 3 -  $(X_{B1} - X_1)$ ,  $\omega = 80 \text{ c}^{-1}$ ; 4 -  $(\ddot{X}_{B1})$ ,  $\omega = 80 \text{ c}^{-1}$ ; 6 -  
 $(X_{B1} - X_1)$ ,  $\omega = 65 \text{ c}^{-1}$ ; 5 -  $(\ddot{X}_{B1})$ ,  $\omega = 80 \text{ c}^{-1}$ ; 7 -  
 $(\ddot{X}_{B1})$ ,  $\omega = 65 \text{ c}^{-1}$ ; 8 -  $(\ddot{X}_{B1})$ ,  $\omega = 65 \text{ c}^{-1}$ ; 9 -  $(X_{B1} - X_1)$ ,  
 $v_a = 130 \text{ км/ч}$ ; 10 -  $(X_{B1} - X_1)$ ,  $v_a = 90 \text{ км/ч}$ ; 11 -  
 $(\dot{X}_{B1} - \dot{X}_1)$ ,  $v_a = 130 \text{ км/ч}$ ; 12 -  $(\dot{X}_{B1} - \dot{X}_1)$ ,  $v_a = 90 \text{ км/ч}$ ;  
 13 -  $(\ddot{X}_{B1})$ ,  $v_a = 130 \text{ км/ч}$ ; 14 -  $(\ddot{X}_{B1})$ ,  $v_a = 90 \text{ км/ч}$ ;  
 15 -  $(\ddot{X}_{B1})$ ,  $v_a = 130 \text{ км/ч}$ ; 16 -  $(\ddot{X}_{B1})$ ,  $v_a = 90 \text{ км/ч}$ ;  
 А - диапазон реальных конструкций

ду величинами  $C_{\Pi i}$ ,  $\Psi_{\Pi i}$  и уровнем вертикальных колебаний, что следует из работы [2] и рис. 2. В обоих случаях уровень продольных колебаний также однозначно зависит от жесткости и демпфирования в продольном направлении (рис. 2—4). Причиной подобного несоответствия являются



следующие особенности модели: отсутствие учета в уравнениях (1)–(9) кинематической и жесткостной взаимосвязи ортогональных перемещений в подвеске, а также наклонов рычагов и рессор подвески, выполненных на реальном автомобиле с целью уменьшения «приседания» и «клевков» при разгоне и торможении; низкое расположение центра тяжести ( $h_i \ll a+b$ ) в сочетании с принятым характером продольного возбуждения и связью между вертикальными и продольными колебаниями.

Действительно, использованием при моделировании «свечной» подвески по вертикали и по горизонтали не учитывается, например, возможность преобразования реальной подвеской с наклонными рычагами и рессорами продольных воздействий в вертикальные, помимо их связи по продольно-угловым колебаниям  $\theta_0$ . Тем не менее на первом этапе, для исключения искажений влияния только параметров продольного поддресоривания решено отказаться от использования коэффициентов, учитывающих кинематические связи и особенности конкретной конструкции.

Для пояснения второй особенности рассмотрим выражение

(7), из которого видно, что продольные силы действуют на плечо  $h_{1-2}$ , а вертикальные — на плечах  $a$  и  $b$  (рис. 1). Числовые значения параметров  $h_{1-2}$  для легкового автомобиля ЗИЛ более чем в 50 раз меньше величин  $a$  и  $b$ . В соответствии с указанным влиянием продольных сил в модели на уровень вертикальных колебаний существенно ослаблено, а влияние вертикальных сил на уровень угловых и продольных колебаний в модели обусловлено преимущественно изменениями прогибов шин и нормальных сил  $N_i$ .

Последнее положение подтверждено расчетом на вынужденные колебания модели автомобиля с высоким расположением центра тяжести, т. е.  $h_1 \approx a$ . В остальном отличия касались только величин  $C_{\Pi i}$  и  $\Psi_{\Pi i}$ . В этом случае снижение  $\ddot{Z}_{A1}$  (и  $\ddot{Z}_{A1}$ ) наблюдается на всех частотах и особенно в зоне высокочастотного резонанса и в зарезонансной зоне. Так, при сравнении серийного и мягкого вариантов по величине продольной жесткости  $C_{\Pi 1} = 1525 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-1}$  и  $C_{\Pi 1} = 380 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-1}$  снижение  $\ddot{Z}_{A1}$  достигает 25%, а  $\ddot{Z}_{A1}$  и более. Уровень  $Z_{A1} - Z_1$  в этих вариантах практически не изменяется и мало отличается от уровня у ав-

Продольно-упругая подвеска	Жесткость подвески в квазилинейной зоне по работе [1] $C_{\Pi i}$ в кгс · см <sup>-1</sup>	Парциальная собственная частота колебаний неподрессоренных масс в квазилинейной зоне в с <sup>-1</sup> $\omega^*_{\Pi i}$	Высокочастотный резонанс по амплитудно-частотной характеристике продольных колебаний $\omega_i$ ; высокочастотного резонанса в с <sup>-1</sup>	Высокочастотный резонанс по амплитудно-частотной характеристике вертикальных колебаний $\omega_i$ ; высокочастотного резонанса в с <sup>-1</sup>
Передняя независимая, вариант: серийный . . . . .	1470	106	78,0 (основной) 87,5 (второй)	75,0
мягкий № 1 . . . . .	760	77	78,0 (основной) 87,5 (второй)	75,0
мягкий № 2 . . . . .	380	54	78,0 (основной) 87,5 (второй)	75,0
Задняя зависимая, вариант: серийный . . . . .	4585	129	60,2	56,4
мягкий № 1 . . . . .	2580	98	60,2	56,4

Автомобильная промышленность, № 11, 1975 г.

томобиля с нормальным, низким расположением центра тяжести.

Также выполнен расчет на вынужденные колебания «парциальной» модели автомобиля с возбуждением под передней осью, у которого вертикальная жесткость передних рессор  $C_{\Pi 1}$  снижена на 50%. Расчеты показали, что даже существенное снижение (на 50%) вертикальной жесткости рессор дает сравнительно небольшое улучшение показателей интенсивности вертикальных колебаний (до 25%), но при этом возможно ухудшение показателей, характеризующих интенсивность продольных колебаний до 10% (сравнение кривых 6, 6' с кривыми 2, 2' на рис. 3) с одновременным увеличением относительных вертикальных перемещений в подвеске (до 20%). Указанные обстоятельства свидетельствуют об ограниченных резервах повышения плавности хода легковых автомобилей высшего класса за счет снижения жесткости основных упругих элементов.

По характеру протекания продольных амплитудно-частотных характеристик (см. рис. 3) видно, что полученные высокочастотные резонансы различных вариантов по  $C_{\Pi i}$  несравнимы по  $\omega$  высокочастотного резонанса с собственными парциальными частотами продольных колебаний по работе [1], а практически совпадают с собственными частотами передней и задней подвески по вертикальным колебаниям (см. таблицу). Таким образом, зависимость продольных колебаний от вертикальных проявляется достаточно сильно. Собственная частота продольных колебаний тем заметнее, чем меньше величина  $\psi_{\Pi i}$  (см. кривые 4, 4' на рис. 3). Из амплитудно-частотных характеристик с областью, ограниченной кривыми 3 и 8 для разных  $C_{\Pi i}$  и результатов расчета движения модели по дорогам (рис. 2 и работа [2]), видно, что увеличение продольной упругости приводит к однозначному снижению продольных ускорений (и их производных) поддрессоренной массы и увеличению относительных продольных перемещений (и их скоростей). Так, при исследовании модели на гармоническом профиле с возбуждением под одной из осей снижение продольных ускорений  $\dot{X}_{Vi}$  в зоне высокочастотного резонанса при переходе от абсолютно жесткого варианта ( $C_{\Pi 1} = 35$  тыс. кгс · см<sup>-1</sup>) к серийному ( $C_{\Pi 1} = 1525$  кгс · см<sup>-1</sup>) составляет 35%, а к мягкому ( $C_{\Pi 1} = 190$  кгс · см<sup>-1</sup>) — 60%. Замена серийного варианта мягким ( $C_{\Pi 1} = 190$  кгс · см<sup>-1</sup>) способствует снижению  $\dot{X}_{Vi}$  на 35%. Расчет модели с возбуждением под обеими осями на дорожном микропрофиле показывает в последнем случае снижение  $\dot{X}_{Vi}$  более, чем на 45%.

Для большей наглядности эффекта полученные результаты были перестроены в зависимости от величины продольной упругости передней подвески  $C_{\Pi 1}$  (парциальная модель автомобиля) или суммарной величины продольной упругости обеих подвесок  $C_{\Pi \Sigma}$  (для полноразмерной модели). Отдельные данные отражены на рис. 4.

Характер кривых указывает на границы оптимума использования величины продольной упругости в конструкции подвески автомобиля.

Оптимальную величину продольной упругости можно найти путем минимизации уровней  $\dot{X}_{Vi}$  и  $\dot{X}_{Vi}$  при условии сохранения допустимого уровня  $X_{Vi} - X_i$  и  $\dot{X}_{Vi} - \dot{X}_i$ , которые определяются возможностями конструкции подвески и влиянием их на другие важнейшие эксплуатационные свойства автомобиля.

Из рис. 4 видно, что для легкового автомобиля ЗИЛ наиболее эффективен переход от жесткого варианта к любому следующему (по  $\dot{X}_{Vi}$  от 1,6 до 4 раз). Эффективность увеличения продольной упругости постепенно снижается, и после варианта с  $C_{\Pi i} \leq 200$  кгс · см<sup>-1</sup> ее дальнейшее повышение, по показателям продольных колебаний, очевидно, нецелесообразно, из-за трудности конструктивного обеспечения значительных про-

дольных относительных перемещений и малого выигрыша по ускорениям и скоростям их изменения. Однако есть еще один резерв, связанный с выбором оптимальной величины демпфирования в продольном направлении. Для уточнения возможностей такого выбора были выполнены расчеты вариантов передней и задней подвесок с различной величиной коэффициентов аperiodичности затухания  $\psi_{\Pi i}$ . Продольные амплитудно-частотные характеристики показывают, что увеличение  $\psi_{\Pi i}$  приводит примерно к пропорциональному снижению продольных ускорений кузова  $\dot{X}_{Vi}$  и скоростей их изменения  $\dot{X}_{Vi}$ , особенно в зоне высокочастотных резонансов и в зарезонансной области частот.

Для примера сравним варианты серийной задней подвески парциальной модели с  $\psi_{\Pi 2} = 0,05$  и  $\psi_{\Pi 2} = 0,18$  (см. кривые 4, 4' и 5, 5' на рис. 3). Снижение  $\dot{X}_{V2}$  наблюдается во всей области частот  $\omega_B = 30 \div 130$  с<sup>-1</sup>, но наибольшее снижение продольных ускорений (примерно в 2 раза) достигается в зоне  $\omega_B = 80 \div 150$  с<sup>-1</sup>. С дальнейшим ростом частоты эта разница быстро уменьшается. Для продольных относительных перемещений  $X_{Vi} - X_i$  и их скоростей  $\dot{X}_{Vi} - \dot{X}_i$  зависимость однозначна на всех частотах: увеличение  $\psi_{\Pi i}$  приводит к существенному снижению уровня  $X_{Vi} - X_i$  и  $\dot{X}_{Vi} - \dot{X}_i$ . В области высокочастотных резонансов и в зарезонансной зоне частот снижение  $X_{Vi} - X_i$  составляет от 35—45% до 2 раз,  $\dot{X}_{Vi} - \dot{X}_i$  от 45% до 1,8—3 раз. Последнее показывает на возможность существенного ограничения уровня продольных перемещений у мягких вариантов с помощью достаточно больших  $\psi_{\Pi i}$ , не ниже 0,25—0,35.

Исследование показало, что введение продольной упругости в подвеску автомобиля и соответствующего демпфирования является практичным подходом к проблеме повышения плавности хода и служит резервом существенного повышения комфортабельности автомобилей с пассивными подвесками. Переход, например, от продольно-жесткой подвески даже к весьма небольшой величине продольной упругости с точки зрения продольных ускорений гораздо более эффективен и экономически выгоден, чем существенное снижение жесткости основных упругих элементов (рессор).

Для легковых автомобилей ЗИЛ и других, имеющих сходные колебательные параметры, могут быть уточнены предложенные ранее рекомендации по оптимальным величинам продольной жесткости и демпфирования, с учетом требований важнейших эксплуатационных свойств и уровня продольных колебаний:  $200 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-2} < C_{\Pi i} < 1500 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-1}$ ;  $0,2 < \psi_{\Pi i} < 0,4$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Островцев А. Н., Дербаремдикер А. Д., Юдкевич М. А. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 12.
2. Юдкевич М. А. и др. Конструкции автомобилей. М., НИИНавтопром, 1973, вып. № 11 и 12; 1974, вып. № 2 и 6.
3. Коваленко И. И., Мирзоев Г. К., Фалькевич Б. С. Конструкции автомобилей. М., НИИНавтопром, 1973, вып. № 11.
4. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. М., «Машиностроение», 1972.
5. Гончаров С. А., Жигарев В. П., Хачатуров А. А. Расчетная схема и дифференциальные уравнения колебаний двухосного автомобиля, учитывая влияние его продольно-поступательные колебания. — «Труды МАДИ», М., 1971.
6. Гольдин Г. В., Додонов Б. М., Хачатуров А. А. Тангенциальные реакции дороги при неустановившемся режиме качения колеса. — «Труды МАДИ», М., 1971.
7. Бондарев В. Д. и др. Испытание подвески автомобиля ЗИЛ-114 на свободные и вынужденные установившиеся колебания. «Труды ЗИЛ», М., НИИНавтопром, 1972, вып. № 5

# Исследование причин неравномерного износа шин легковых автомобилей

Канд. техн. наук Д. Ф. ФОРТУНКОВ

Горьковский автозавод

**НА ГОРЬКОВСКОМ** автозаводе проведены экспериментальные работы по выявлению причин, вызывающих неравномерный износ шин легковых автомобилей, в том числе автомобиля ГАЗ-24. Испытания проводили методом последовательного исключения отдельных факторов, одновременно влияющих на данное явление. Закрепив колеса к определенным местам автомобилей, проходящих износные испытания для определения характера и интенсивности износа шин, получили сравнительные данные интенсивности и характера износа рисунка протектора шин на ведущем и ведомом режимах работы колес.

После определения влияния режима работы колеса проводили одновременно лабораторно-дорожные и износные испытания. Их целью было установление влияния различных параметров передней подвески автомобиля ГАЗ-24 на интенсивность и характер износа шин. Все испытываемые автомобили были оборудованы новыми передними подвесками, рулевыми управлениями, колесами и шинами размера 7,35—14 модели И-146, изготовленными Ярославским шинным заводом. Первым определяемым параметром было схождение управляемых колес. На одной части автомобилей, подготовленных к износным испытаниям шин, было установлено схождение управляемых колес  $+3$  мм, на второй схождение равно нулю и на третьей части  $-3$  мм. Развал управляемых колес всех автомобилей был установлен около нуля, а продольный угол наклона шкворней от  $-30$  до  $-40^\circ$ .

Перед установкой на автомобили шины с колесами в сборе подвергали статической и динамической балансировке. В процессе испытаний балансировку и регулировку углов установки управляемых колес выполняли через каждые 5—6 тыс. км пробега автомобиля. Балансировку производили, не снимая колес с автомобилей, при помощи специального балансировочного станка английской фирмы Лейкок. Давление воздуха в шинах, поддерживаемое в пределах  $1,7$  кгс/см<sup>2</sup>, проверяли каждый раз перед выездом автомобилей на дорогу. Интенсивность износа протектора шин контролировали по глубине рисунка, которую измеряли через каждые 5—6 тыс. км пробега автомобилей. Балансировку, регулировку углов установки и измерения глубины рисунка протектора шин совмещали с плановыми периодическими профилактическими работами технического обслуживания автомобилей. Автомобили полностью были загружены балластом — мешками с речным песком из расчета пять человек в пассажирском помещении и 50 кг груза в багажнике. При этом вес груженого автомобиля не превышал 1940 кг, а нагрузка на колесо 485 кгс.

Испытания проводили на скоростной дороге автополигона НАМН с ровным бетонным покрытием. Средняя техническая скорость движения автомобилей составила 116 км/ч.

Результаты испытаний показали, что изменение схождения в пределах от  $+3$  до  $-3$  мм не оказывает существенного влияния на характер износа шин управляемых колес. Интенсивность износа управляемых колес минимальна при нулевом схождении. Однако, поскольку с увеличением величины износа в шарнирах рулевого привода и передней подвески схождение изменяется в сторону отрицательных значений, выбранные пределы величины регулировки схождения от  $+1,5$  до  $+3$  мм автомобиля ГАЗ-24 можно считать правильными.

В процессе специальных лабораторно-дорожных испытаний, проведенных Н. М. Кислицыным в конструкторско-экспериментальном отделе Горьковского автозавода, было определено изменение схождения управляемых колес автомобиля ГАЗ-24 в зависимости от скорости и режима движения по дороге с ровным асфальтовым покрытием. Изменение схождения измеряли при помощи специальных тензометрических датчиков, наклеенных на плоских упругих пластинах, одним концом защемленных к поворотному кулаку, а вторым концом прикрепленных к натянутому струну между левым и правым кулаками. При изменении схождения колес пластины изменяли свою деформацию изгиба, которая фиксировалась проволоочными электрическими тензодатчиками. Сигналы тензодатчиков подавались через усилитель к гальванометрам осциллографа И-700 и записывались на ленте фотобумаги в виде непрерывной осциллограммы.

После обработки осциллограмм было установлено, что при движении на постоянных скоростях с увеличением скорости

движения автомобиля ГАЗ-24 с 5 до 120 км/ч схождение управляемых колес уменьшается на 0,8 мм; при разгоне с места до 100 км/ч за 23 с оно уменьшается на 0,5 мм, а при «служебном» торможении (притормаживании) с различных скоростей — на 0,5—3 мм.

Таким образом, максимальное уменьшение схождения во время движения происходит при режиме торможения и достигает 3 мм. Это означает, что во время торможения схождение колес автомобиля ГАЗ-24, составляющее при стоящем автомобиле от  $+1,5$  до  $+3$  мм, в режиме торможения со скоростью 120 км/ч будет достигать величины от  $-0,8$  до  $-2,3$  мм.

Во время дальнейших экспериментальных работ было исследовано влияние развала управляемых колес на интенсивность и характер износа протектора шин. Чтобы выяснить эту зависимость, были проведены повторные испытания автомобилей ГАЗ-24 с указанными шинами. Автомобили были подготовлены так же, как при исследовании схождения, только регулировки углов установки управляемых колес были другие: на одной части автомобилей эти углы составляли  $+30^\circ$ , а на другой части  $-30^\circ$ . На половину автомобилей с положительным и наполовину с отрицательными развалами было установлено схождение  $+2,5$  мм, а на остальных автомобилях — равное нулю. Испытания проводили до полного износа шин в одинаковых дорожных условиях.

Было установлено, что каждая минута угла развала вызывает 1% одностороннего износа. При положительном угле развала  $+30^\circ$  интенсивность износа внешних по отношению к автомобилю половин беговой дорожки рисунка протектора шин управляемых колес на 30% выше, чем внутренних, и наоборот, при отрицательном угле развала  $-30^\circ$  интенсивность износа внутренних половин рисунка протектора шин управляемых колес на 30% больше, чем наружных. Установлено также, что с изменением схождения от нуля до  $+2,5$  мм невозможно изменить количественно и качественно односторонний износ, вызванный развалом. Это показывает, что между схождением и развалом не существует связи, влияющей на характер износа.

Результаты проведенных испытаний показывают, что оптимальными являются нулевые значения величин схождения и развала, при которых колеса катятся параллельно своей плоскости вращения при прямолинейном движении автомобиля. Кроме того, установлено, что изменением схождения и развала управляемых колес, а также давления воздуха в шинах в разумных пределах нельзя устранить неравномерность по ширине беговой дорожки и пятнистый характер износа рисунка протектора шин управляемых колес автомобилей.

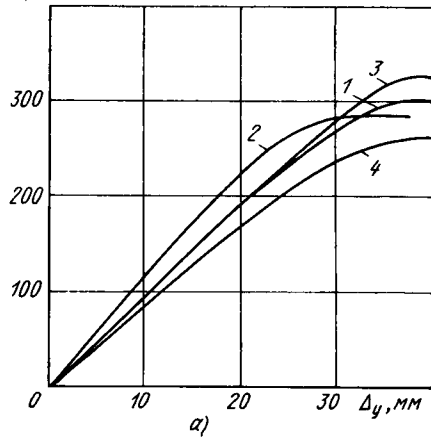
Чтобы найти связь между конструктивным оформлением шин и характером их износа, были проведены испытания шин различных конструкций следующих размеров: 7,35—14 модели И-146, 6,70—15 модели И-149, 7,75—14 модели Д-18 и 7,50—14 модели С-49 (английской фирмы Данлоп).

В результате износных испытаний на автомобилях ГАЗ-24 до полного износа рисунка протектора установлено, что шины трех первых моделей отличаются неравномерным износом по ширине беговой дорожки, как было описано выше, с пятнами на ведомых колесах. У четвертой модели наблюдался равномерный износ рисунка протектора по ширине беговой дорожки как на ведущем, так и на ведомом режимах работы, без пятен. Кроме того, четвертая модель отличается повышением устойчивости движения автомобиля ГАЗ-24 как по прямой, так и на поворотах на дорогах с сухим и мокрым асфальтовым покрытием.

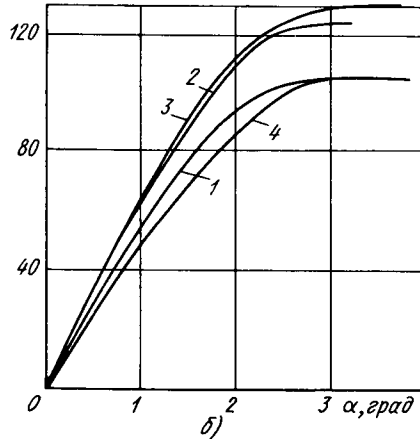
На рис. 1 показаны жесткостные характеристики шин, построенные по результатам измерений двух шин каждой модели на стендах НАМИ. Шины моделей И-146 и Д-18 имеют одинаковую боковую жесткость, у модели И-194 боковая жесткость на 14,4% больше, а у модели С-49 на 12,6% меньше (рис. 1, а). На рис. 1, б показаны характеристики окружной (тангенциальной) жесткости. У шин моделей И-194 и Д-18 окружная жесткость одинакова, у моделей И-146 и С-49 соответственно на 12,5 и 25% меньше. Таким образом, боковая и окружная жесткости шины модели С-49 самые низкие. Вертикальная (радиальная) жесткость самая высокая у шины модели И-194, у трех других моделей существенного различия



F, кгс



M, кгс·м



G, кгс

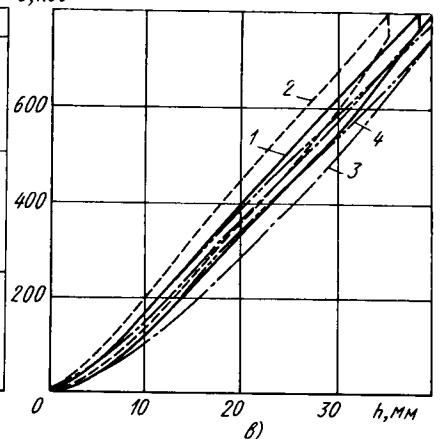


Рис. 1. Характеристики боковой (а), тангенциальной (б) и вертикальной жесткости (в) шин легковых автомобилей (давление в шине 1,7 кгс/см<sup>2</sup>, вертикальная нагрузка 450 кгс): 1 — размера 7,35—14 модели И-146; 2 — размера 6,70—15 модели И-194; 3 — размера 7,75—14 модели Д-18; 4 — размера 7,50—14 модели С-49

в характеристиках вертикальной жесткости не наблюдается (рис. 1, в).

На рис. 2 точками показаны результаты измерений силы сопротивления качению  $P_f$  в зависимости от скорости движения (качения) колеса на барабанном стенде НАМИ. Результаты даны по шинам трех моделей: И-146, Д-18 и С-49. Из рис. 2 видно, что существенного различия в изменении величины силы сопротивления качению в зависимости от скорости шин трех испытанных моделей не наблюдается.

По приведенным жесткостным характеристикам можно предположить, что шина модели С-49 влияет в сторону понижения управляемости и устойчивости автомобиля ГАЗ-24,

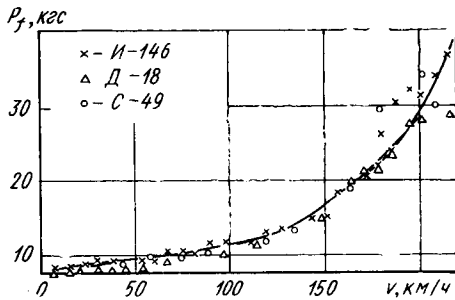


Рис. 2. Характеристики сопротивления качению шин легковых автомобилей размеров: 7,35—14 модели И-146, 7,75—14 модели Д-18, 7,56—14 модели С-49 при давлении воздуха в шине 1,7 кгс/см<sup>2</sup> и вертикальной нагрузке 450 кгс

а также на характер износа. В действительности результаты износных дорожных испытаний получились противоположные. Шина этой модели показала лучшие результаты как по устойчивости, так и по характеру износа.

Чтобы выявить причину этого противоречия, был проанализирован профиль беговой дорожки протектора сравниваемых шин всех четырех моделей. Обнаружено, что в отличие от других шин, у которых профиль беговой дорожки протектора выпуклый, у модели С-49 он вогнут (с обратной кривизной). Остается предполагать, что вогнутый профиль беговой дорожки протектора шины независимо от вида рисунка повышает равномерность износа как по ширине беговой дорожки, так и по окружности. Кроме того, вогнутый профиль (обратная кривизна) беговой дорожки протектора шины способствует повышению устойчивости движения автомобиля по прямой и на поворотах по дорогам с сухим и мокрым асфальтовым покрытием. Другое достоинство этой шины заключается в том, что при одинаковом рисунке беговой дорожки протектора снижается шумность.

Чтобы проверить эти качественные величины, была спроектирована и изготовлена в НИИ шинной промышленности опытная шина размера 7,35—14 модели И-Л195. По своим жесткостным характеристикам и рисунку протектора эта шина близка к шине размера 7,35—14 модели И-146; особенностью ее является только вогнутость беговой дорожки протектора, равная 2,5—3,5 мм. Единственным недостатком опытной шины является повышенное сопротивление качению. Она сокращает путь свободного качения автомобиля ГАЗ-24 на 10% (рис. 3), а максимальную скорость снижает на 2,4% по сравнению с шиной модели И-146. Все остальные показатели этой шины положительные. Она значительно увеличивает устойчивость автомобиля на повороте и по прямой при движении по дорогам с сухим и мокрым асфальтовым покрытием. Значительно повышается равномерность износа рисунка протектора такой шины, а вместе с тем и ее ресурс до полного износа. Шина с обратной кривизной (вогнутостью) беговой дорожки протектора совершенно бесшумна. У нее нет свиста, который характерен для шин моделей И-146 и ИЯ-146 не только при движении по прямой, но и на поворотах. При движении на поворотах по дорогам с сухим асфальтовым покрытием автомобиль ГАЗ-24 с этой шиной не имеет заноса. Шина модели И-Л195 повышает тормозные показатели автомобиля ГАЗ-24: путь торможения по сравнению с шиной модели И-146 сокращается на 5%.

Как видно из изложенного выше, при выборе формы про-

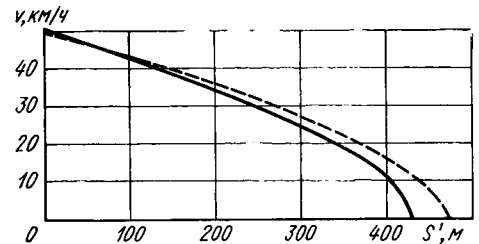


Рис. 3. Путь свободного качения  $S'$  автомобиля ГАЗ-24 с шинами размера 7,35—14 моделей И-146 (штриховая линия) и И-Л195 (сплошная линия)

филя беговой дорожки шины конструктор сталкивается с двумя противоречивыми факторами: коэффициентом сопротивления качению, от которого зависят динамические и экономические характеристики автомобиля, с одной стороны, а также устойчивостью, шумностью, равномерностью износа рисунка беговой дорожки протектора — с другой. Проведенные исследования обнаружили сильную связь между интенсивностью и характером износа плечевых зон беговой дорожки протектора шин на ведомом режиме, устойчивостью движения, тормозными свойствами и шумностью. Фактором, осуществляющим эту связь, является величина проскальзывания элементов рисунка беговой дорожки протектора в плечевых зонах шины. Поэтому все мероприятия, направленные на улучшение конструкции шины, должны быть направлены на уменьшение величины этих проскальзываний.

# Исследование температурного режима гидромеханической передачи автобуса в условиях жаркого климата

Канд. техн. наук А. Л. СЕРГЕЕВ, Ю. К. САРАФАНОВ, С. Е. ХОМЕНКО, О. Г. ТРИВУЛЕВ, А. С. ТЕРЕХОВ

Курганский машиностроительный институт, Курганский автобусный завод

**В НАСТОЯЩЕЕ** время гидромеханические передачи получили широкое распространение в автобусах городского типа, эксплуатируемых в различных климатических зонах нашей страны. Опыт эксплуатации гидромеханических передач показывает, что их работоспособность зависит от тепловой напряженности агрегата.

Интенсивность процесса теплообмена в гидромеханической передаче является функцией большого числа конструктивных и режимных факторов, влияние которых трудно определить путем теоретических исследований, используя математический аппарат [1]. Наиболее достоверную информацию о тепловых процессах можно получить путем проведения экспериментальных исследований, при этом легко выделить наиболее существенные и характерные для исследуемого процесса особенности.

Исследовано тепловое состояние гидромеханической передачи автобуса городского типа в условиях движения по гористой местности с длительными подъемами и спусками при высоких температурах окружающего воздуха, а также в условиях интенсивного городского движения. Объектом исследований был выбран городской автобус средней вместимости с гидромеханической передачей ЛАЗ-НАМИ-035 с гидротрансформатором ЛГ-340-3А. Гидромеханическая передача установлена встык с двигателем ЗИЛ-375. Для улучшения охлаждения двигателя в передней панели кузова напротив радиатора выполнен вентиляционный люк.

Дорожные испытания проводились в районе г. Душанбе в июле и августе. Движение автобуса осуществлялось по дорогам с твердым улучшенным покрытием, расположенным на высоте 800—1600 м над уровнем моря. Измерительная и регистрирующая аппаратура, установленная на автобусе, позволяла фиксировать на ленте осциллографа К-12-22 следующие параметры: путь  $S$ , время  $T$ , скорость движения  $v_a$ , крутящий момент на ведущем колесе  $M$ , частоту вращения коленчатого вала двигателя  $n$ , расход масла через теплообменник гидромеханической передачи  $q$ , температуру масла: на сливе из теплообменника  $t_1$ , на входе в маслоприемник  $t_2$ , верхних слоев масла в ванне  $t_3$ , в главной магистрали  $t_4$ , на сливе  $t_5$ . Кроме этого, с помощью потенциометра ПП-63 фиксировались температуры: воздушно-масляной среды в механическом редукторе  $t_6$ , воды на входе в теплообменник  $t_7$ , на выходе из теплообменника  $t_8$ , воды на входе в радиатор двигателя  $t_9$ , воздуха у входных и выходных окон гидротрансформатора  $t_{10}$ — $t_{13}$ , воздуха за выпускной трубой в зоне гидромеханической передачи  $t_{14}$ , между выпускной трубой и гидромеханической передачей слева по ходу автомобиля  $t_{15}$ . Температуры измерялись при помощи хромель-копелевых термопар.

Экспериментальные исследования позволили определить зависимость температурного режима гидромеханической передачи как от условий движения по городскому маршруту, так и от микроклимата вокруг нее, от загруженности автобуса, от способа переключения передач и режима движения на переезде.

Движение автобуса по городскому маршруту осуществлялось при постоянной нагрузке, близкой к номинальной  $G_a \approx G_{ном} = 12430$  кгс. Температура окружающего воздуха составляла 37°C. Автобус двигался с наблюдением графика времени на маршруте, делая все остановки.

Испытания показали, что температура масла в гидромеханической передаче не выходит за пределы рекомендуемого интервала [2]. Так, температура масла на сливе из гидротрансформатора при движении от одной остановки до другой изменялась в диапазоне  $t_5 = 88 \div 92^\circ\text{C}$  (при допустимом интервале 70—125°C), температура масла в поддоне  $t_2 = 87 \div 90^\circ\text{C}$  (при допустимом интервале 60—110°C). Несмотря на значительные колебания скорости и крутящего момента при движении на маршруте, температура масла колебалась в довольно узких пределах: 8°C в главной магистрали ( $\Delta t_4$ ) и 5°C на сливе из теплообменника ( $\Delta t_1$ ).

Температура масла в гидромеханической передаче практически не зависела от скорости движения автобуса. Характер изменения температур определялся в основном нагрузочным режимом, который зависит от момента сопротивления движению, в частности от уклона дороги. При обработке осциллограмм на ЭВМ МН-10 с использованием прибора ПОВД-12 была получена величина среднего крутящего момента  $M_{ср}$

за определенный интервал времени движения на маршруте. Зависимость изменения температуры масла в гидромеханической передаче от величины среднего крутящего момента представлена в таблице.

Параметры	Значения параметров в интервале времени $T$ в мин					
	0—5	5—10	10—15	15—20	20—25	25—30
$M_{ср}$ в кгс·м . . . . .	118	81	78	98	124	184
$\Delta t_5$ в °C . . . . .	3	-1,5	0	1	1,5	2,5
$\Delta t_2$ в °C . . . . .	2,3	-0,5	-1	2,4	1,6	1,5
$\Delta t_1$ в °C . . . . .	2	-2	0	-1,5	3	0,5

Видно, что величина изменения температуры масла  $\Delta t$  тем больше, чем выше средний крутящий момент. С уменьшением  $M_{ср}$  температурный режим улучшается, так как рост температуры становится не только меньше, но в отдельных случаях наблюдается понижение температуры масла из-за эффективного действия водомасляного охлаждения.

Микроклимат вокруг гидромеханической передачи изменялся с помощью дополнительного обдува воздухом и изоляцией выпускных труб, проходящих на расстоянии 30—35 см от гидромеханической передачи справа по ходу автомобиля. Принудительный обдув осуществлялся установкой дополнительного вентилятора на ось водяного насоса системы охлаждения двигателя. Основной вентилятор для обдува радиатора и теплообменника гидромеханической передачи расположен справа, изолированно от двигателя. Изоляция выпускной трубы в районе гидромеханической передачи осуществлялась покрытием трубы слоем асбеста толщиной 20—25 мм по всей длине проекции передачи на выпускную трубу.

Исследования показали, что при изоляции труб без установки дополнительного вентилятора темп роста температуры масла и охлаждающей жидкости был очень высоким. Так, через 5 мин после начала движения на переезде температура масла поднялась до 119°C, а охлаждающая жидкость закипела. Поэтому возникла необходимость в установке дополнительного вентилятора. Все заезды как в городе, так и при движении на переезде выполнялись с установленным дополнительным вентилятором.

Воздушный поток от дополнительного вентилятора, продувая подкапотное пространство и обдувая гидромеханическую передачу, ликвидировал застойные зоны воздуха под капотом и в верхней части над гидравлической передачей. Это привело к снижению температуры воздуха в этих зонах, температуры пола в передней части салона и температуры воздуха в кабине водителя, а также к резкому снижению теплонпряженности двигателя и передачи.

Подъем температуры масла в передаче за 5 мин без дополнительного обдува для  $t_5$  составил 32°C. Высокое значение этой температуры и по абсолютной величине ( $t_5 = 119^\circ\text{C}$ ) объясняется тем, что отвод тепла в теплообменнике был недостаточен, а вокруг гидромеханической передачи образовалась застойная зона воздуха высокой температуры. Так, при измерении температур воздуха вокруг передачи были получены следующие максимальные значения: у правого входного окна кожуха гидротрансформатора  $t_{10} = 77^\circ\text{C}$ , у выходного окна  $t_{11} = 84^\circ\text{C}$ , за выпускной трубой в зоне передачи  $t_{14} = 85^\circ\text{C}$ .

Принудительный обдув обеспечил снижение температуры воздуха, окружающего гидромеханическую передачу, на 20%, воды в двигателе и теплообменнике на 10—18%. Волею интенсивному отводу тепла соответствует и снижение температуры масла в среднем на 12%. В течение всего времени движения на подъеме (30 мин) максимальное значение  $t_5$  не превышало 112°C.

Изоляция выпускных труб оказала меньшее влияние на изменение температуры окружающего гидромеханическую передачу воздуха и почти не влияет на изменение температуры масла. Больше всего (на 12%) изменялась температура воздуха между выпускной трубой и гидромеханической переда-

чей. Замётное влияние на микроклимат гидромеханической передачи оказывает направление ветра при движении автобуса. Исследования показали, что температура воздуха у входных и выходных окон кожуха гидротрансформатора падает на 29% при встречном ветре по сравнению с температурой при допустимом ветре.

Проанализировав результаты исследования, видим, что принудительный обдув дополнительным вентилятором можно рекомендовать для применения его на автобусах типа ЛиАЗ-677 при эксплуатации в жарких климатических зонах страны.

Влияние загруженности автобуса на температурное состояние гидромеханической передачи определялось при движении по контрольному участку дороги ( $l=13$  км) на подъем с уклоном в среднем 7%, однако на разных участках трассы значения уклона были неодинаковыми. Температура воздуха была в пределах 35—37°C. Загруженность автобуса соответствовала снаряженному весу  $G_1=G_0=7650$  кгс, 75% от номинальной загрузки автобуса  $G_2=11430$  кгс и 90% от номинальной загрузки  $G_3=12150$  кгс. Время движения на заданном участке дороги по мере увеличения загруженности автобуса соответственно составило 23, 29 и 33 мин.

Общий характер изменения температур показал, что температура масла на сливе из гидротрансформатора  $t_5$ , на входе в гидромеханическую передачу  $t_1$  и в главной магистрали  $t_4$  и наиболее интенсивно меняется в начале движения. Перепад температуры масла между  $t_5$  и  $t_1$  возрастает по мере движения на контрольном участке с 9 до 18°C и устанавливается примерно на половине пройденного пути. Увеличение загруженности автобуса примерно на 40% приводит к увеличению среднестатистического значения перепада температур на 15%. Наибольшее влияние загруженности автобуса оказывает на температуру  $t_5$ . Максимальные значения  $t_5=119$ °C наблюдались при  $G_3$ , это на 2% выше, чем при  $G_1$ . Полученные значения  $t_3$  не выходили за установленный верхний предел [2], однако в поддоне передачи температура масла была близка к верхнему пределу  $t_3=110$ °C для  $G_1$  и  $G_2$ , а при  $G_3$  к концу заезда на 1—1,5°C выше.

Температуры  $t_5$ ,  $t_4$ ,  $t_1$  имеют всплески по ходу движения автомобиля при резком изменении частоты вращения вала двигателя и момента сопротивления движению, причем  $t_1$  и  $t_5$  падают с увеличением частоты вращения двигателя (например, при переключении со второй передачи на первую), а  $t_4$  возрастает. Эти всплески не превышают 4—6°C за 2—5 с. Снижение температур  $t_4$  и  $t_5$  объясняется увеличением обдува воздухом всего двигателя, пристыкованной гидромеханической передачи и теплообменника вследствие возросшей частоты вращения коленчатого вала, а следовательно, и вентиляторов. Увеличение  $t_4$  связано с нагревом масла от масляных насосов, которые также начинают вращаться быстрее и больше выделяют тепла. Эта термопара  $t_4$  была расположена так, что все масло от насосов проходило через нее и далее распределялось по различным каналам главной магистрали. Увеличение загруженности автобуса обеспечивает более плавное изменение температур, снижает колебания  $t_1$ ,  $t_4$ ,  $t_5$  при разном изменении частоты вращения вала.

Воле спокойный характер изменения имели температуры в поддоне передачи, измеряемые на сетке маслоприемника, —  $t_2$  и на поверхности масляной ванны с помощью поплавка —  $t_3$ . Температура масла на поверхности была на 3—6°C выше, чем на сетке маслоприемника, так как верхние слои постоянно нагреваются маслом, стекающим с фрикционных дисков и других трущихся поверхностей внутри механического редуктора передачи.

Влияние способа переключения передач на изменение температур осуществлялось при движении на пониженной передаче (ПП), автоматическом (А) и ручном управлении (РУ) по контрольному участку дороги. Время движения при автоматическом управлении было на 6% меньше, чем при движении на пониженной передаче, и на 10% меньше по сравнению с ручным управлением.

Проведенные исследования показали, что на ручном управлении гидромеханической передачей средние значения температур были выше на 3—5°C по сравнению с автоматическим управлением. Максимальное значение температуры масла на сливе из гидротрансформатора достигло 118°C. Сравнительно низкие температуры масла и гидромеханической передачи наблюдались при движении на пониженной передаче, а наибольший перепад температур в масляной ванне составляет 6°C. Это связано с тем, что на первой передаче возрастают потери в механическом редукторе гидромеханической передачи, поэтому верхние слои масла в поддоне будут более нагреты, а из-за высокой частоты вращения двигателя увеличивается обдув самого двигателя и корпуса передачи.

Перепад температур масла на сливе из гидротрансформатора и на входе в гидромеханическую передачу соответствен-

но составлял при движении на пониженной передаче 10, при автоматическом управлении 12, при ручном — 14°C. При ручном управлении температура масла в системе во многом зависела от навыка водителя.

При переключении передачи наблюдаются небольшие скачки в изменении температур  $t_1$ ,  $t_4$ ,  $t_5$ , как уже отмечалось. В этом случае на характер изменения температур оказывает влияние расход масла в системе, который также скачком меняет свою величину при переключении передач. Так, переходу на вторую передачу соответствует резкое увеличение расхода масла через теплообменник.

Под влиянием режима движения на изменение температуры масла подразумевалась работа гидромеханической передачи на тяговом и обратимом режиме работы. Обратимые режимы работы наблюдаются при длительных спусках с использованием торможения двигателем. Время спуска автобуса на контрольном участке дороги было около 13 мин, причем большую часть времени гидротрансформатор был заблокирован.

При движении автобуса на спуске в режиме торможения двигателем температура масла в гидромеханической передаче упала в среднем на 8°C, за это же время движения на подъем (тяговый режим) температуры повышались примерно на 19°C.

Температура в одних и тех же местах передачи на тяговом и обратимом режиме работы менялась не одинаково. Наиболее высокая температура масла на тяговом режиме движения была на сливе из гидротрансформатора  $t_5=106$ °C, затем  $t_3$ ,  $t_4$ ,  $t_2$ ,  $t_1$ . На обратимом режиме работы самая большая температура масла была в начале спуска на поверхности масляной ванны  $t_3=93$ °C, затем  $t_4$ ,  $t_2$ ,  $t_5$ ,  $t_1$ .

Снижение температуры  $t_5$  на обратимом режиме по сравнению с тяговым и приближения ее значения к  $t_1$  объясняются тем, что гидротрансформатор был заблокирован почти на протяжении всего спуска. Отсутствие относительного скольжения колес гидротрансформатора и обдув воздухом наружной поверхности насосного колеса через окна в картере гидротрансформатора обеспечили переход из области самых высоких температур (на тяговом режиме работы) в область пониженных. Более высокие значения по сравнению с другими температурами на обратимых режимах свидетельствуют о том, что при движении автобуса на длительном спуске нагрев масла в основном происходит от трения между дисками фрикционных, в подшипниках скольжения, зубных шестерен и т. д.

Несмотря на общее снижение всех измеряемых температур в гидравлической передаче на обратных режимах работы, их значения остаются не ниже допустимого предела (60—70°C) [1].

Были также проведены исследования температурного режима гидромеханической передачи при разгоне автобуса и торможении двигателя на горизонтальном участке дороги. Испытания позволили сравнить изменение температур в передаче при разгоне с полиым ( $\alpha=100\%$ ) и частичным ( $\alpha=75$  и  $\alpha=50\%$ ) положением дроссельной заслонки. Время разгона при  $\alpha=100\%$  было 49 с, при  $\alpha=75\%$  и  $\alpha=50\%$  соответственно 52 и 82 с. Торможение двигателем осуществлялось резким сбросом педали управления дроссельной заслонки до  $\alpha=9$ . При этом двигатель переходил на тормозной режим работы, гидротрансформатор сначала был заблокирован, потом автоматически происходило переключение на вторую и первую передачи. Время торможения до полной остановки составляло 2,5 мин.

Анализ результатов исследования показал, что температура масла и гидромеханической передачи при неустановившихся режимах работы была невысокой, в пределах 75—77°C. Влияние степени открытия дроссельной заслонки очень мало, в среднем температура масла на 1—1,5°C выше при  $\alpha=50\%$ , чем при  $\alpha=100\%$ . Перепад температур на сливе из гидротрансформатора и входе в гидромеханическую передачу был 3—5°C, большее значение соответствует полному открытию дроссельной заслонки. При сравнении неустановившегося режима и ранее рассмотренного установившегося за одно и то же время движения (3—4 мин) получено, что среднее значение температур в передаче на 10% ниже для неустановившегося движения. Это объясняется тем, что на неустановившемся режиме при торможении двигателем отсутствует нагрев масла в гидромеханической передаче от скольжения колес насосного и турбинного, так как большую часть времени работы в этом режиме гидротрансформатор был заблокирован.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Лупачев П. Д., Нарбут А. Н., Сергеев А. Л. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 10.

2. Дзялдыч М. Н. и др. Гидромеханическая передача автобуса. М., «Транспорт», 1968.

# Эксплуатационная нагруженность кузовов автомобилей БелАЗ большой грузоподъемности

Доктора техн. наук **З. Л. СИРОТКИН, В. А. МИХАЙЛОВ,**  
канд. техн. наук **Ю. П. КАЛИНИЧЕНКО, В. Д. НОСИК,**  
канд. техн. наук **Л. И. ДОБРЫХ**  
Криворожский горнорудный институт

НА КАРЬЕРАХ страны широко применяются автомобиль-самосвалы БелАЗ-540А и БелАЗ-548А грузоподъемностью 27 и 40 т с кузовами ковшового типа. Кузов представляет собой открытую сварную корпусную конструкцию и состоит из стержневого каркаса и листовой обшивки. Каркас днища кузова состоит из двух продольных балок (лонжеронов), которые соединены между собой поперечинами. Эти поперечины имеют продолжение от наружных сторон продольных балок до краев днища. Каркас бортов кузова состоит из верхнего продольного пояса и стоек, которые стыкуются с поперечинами днища. Лонжероны свариваются, поперечины штампуются из листовой низколегированной стали 09Г2С. Из этой же стали выполнена и листовая обшивка кузова. Кузов опирается на раму автомобиля через резиновые амортизаторы и шарнирно прикрепляется к раме при помощи двух пальцев.

Основными режимами нагружения кузова являются погрузка горной массы экскаваторами, воздействие неровностей дороги в процессе движения автомобиля и разгрузка.

Установить связь напряжений в отдельных сечениях кузова с прикладываемыми усилиями сложно. Сложность взаимодействия элементов пространственной конструкции кузова, наличие концентраторов напряжений, неопределенность предварительных напряжений в сочленениях затрудняют теоретическое построение достаточно надежных аналитических зависимостей для расчета напряжений в опасных сечениях. Поэтому для получения фактической нагруженности в эксплуатационных условиях и разработки рекомендаций по совершенствованию конструкции кузова были проведены дорожные теизометрические исследования напряженного состояния кузова автомобиля-самосвала БелАЗ-548А большой грузоподъемности.

Теизометрические измерения проводились в условиях Анновского карьера. Движение автомобиля-самосвала осуществлялось по внутрикарьерным дорогам с многочисленными неровностями и выбоинами, величина которых составляла 100—150 мм. Кроме того, на отдельных участках дороги на пути следования автомобиля-самосвала искусственно были созданы неровности, величина перепада которых составляла 250—300 мм. Экспериментальные участки дороги имели закругления с поворотами в противоположные стороны. Наименьший радиус закругления составил 20 м, а наибольший продольный уклон 8%. Объемный вес руды, добываемой в карьере, составляет 2,5—3 т/м<sup>3</sup>. Для погрузки руды в автомобиль-самосвал использовался экскаватор ЭКГ-4,6. Разгрузка самосвала осуществлялась на отвале, удаленном от забоя на расстояние 1,5 км.

Исследования проводились в два этапа. На первом этапе исследовались величины и характер изменения вертикальных нагрузок, действующих со стороны дороги на кузов автомобиля, загруженного вскрышными породами и рудой. На втором этапе исследовались напряжения в несущих элементах кузова.

Измерение вертикальных динамических нагрузок во время движения и горизонтальных нагрузок, вызванных торможением автомобиля-самосвала, осуществлялось с помощью специальных тензодинамометров (рис. 1) высокой чувствительности, которые устанавливались в местах свободной и шарнирной опор кузова.

Для измерения напряжений в элементах кузова использовались фольговые тензодатчики с базой 22 мм. Места их наклейки определялись с учетом предварительного расчета на максимально возможные статические нагрузки; статистических данных о повреждениях кузовов аналогичного типа; расположения различного вида концентраторов напряжений.

Размещение тензодатчиков на кузове и их цифровые обозначения показаны на рис. 2. Чтобы исключить влияние концентраторов напряжений на показания датчиков, последние наклеивались на расстоянии 15—20 мм от сварного шва.

Для определения напряжений от совместного действия нагрузок на изгиб и скручивания кузова на продольных балках днища в месте шарнирной опоры кузова наклеивались розетки, состоящие из трех датчиков, размещенных под углом 45° друг относительно друга.

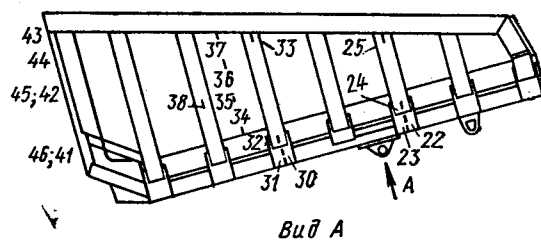
Исследуемые величины записывались типовой измерительной аппаратурой, состоящей из двух усилителей ТА-5, осциллографа И-700, преобразователя тока МА-250 и источника питания—двух аккумуляторов напряжением 24 В каждый. Аппаратура была установлена на площадке около кабины водителя. Осциллограф и усилители устанавливались на специальные амортизаторы.

Исследования в процессе движения автомобиля-самосвала проводились с нормальной для данной дороги эксплуатационной скоростью, которая составляла 15—25 км/ч.

На первом этапе исследований были записаны силы воздействия неровности дороги на кузов.

После погрузки определяли вес горной массы в кузове и распределение ее на опорные точки кузова. Вес руды в кузове составил 44 т.

Полученные значения нагрузок, передаваемых на днище кузова каждым из четырех тензодинамометров при движении груженого автомобиля-самосвала по карьерным дорогам, позволили оценить характер и величину возбуждающих сил со стороны дороги. Установлено, что последние в большинстве случаев действуют по закону, близкому к косинусоидальному, вызывая в основном колебания подпрыгивания. Это подтверждается согласованным характером возбуждения нагрузок на все четыре опорные точки 39, 40, 3, 51 (тензодинамометры) кузова (рис. 3, а). Однако в некоторых случаях наблюдается колебательный характер кузова, вызванный произвольным возбужде-



Вид А

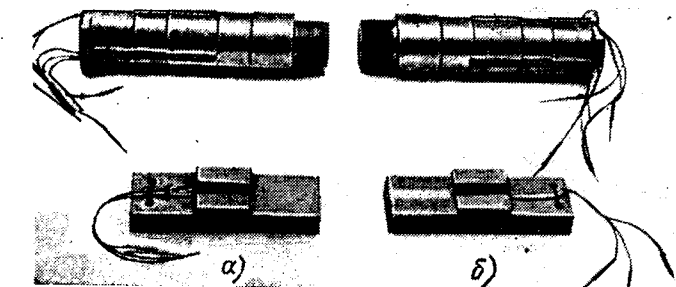
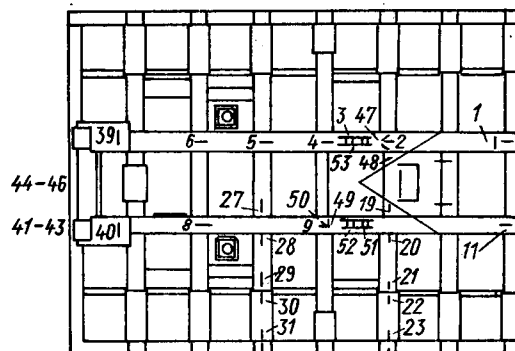
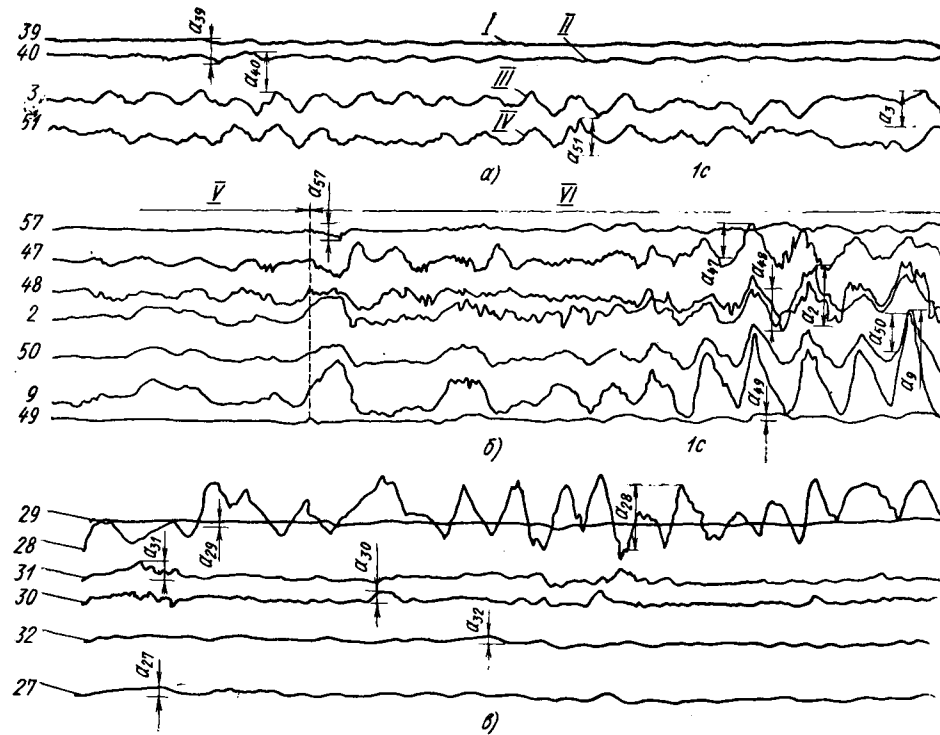


Рис. 1. Тензодинамометры для измерения вертикальных нагрузок, действующих на шарнирную (а) и свободную (б) опоры кузова

Рис. 2. Схема расположения тензодатчиков (обозначены цифрами) на кузове автомобиля-самосвала

Рис. 3. Осциллограммы изменения нагрузок, действующих на кузов (а), и осциллограммы изменения напряжений в несущих элементах кузова (б, в):  
 I — левая балка; II — правая балка; III — левый палец; IV — правый палец; V — прямой участок; VI — поворот влево



нием нагрузок на опорах. При этом следует отметить более спокойный и сглаженный характер действия нагрузок на тензодинамометры в передней части кузова (свободная опора) за счет имеющихся в этих местах резиновых подушек (амортизаторов).

Максимальная величина приращения динамических нагрузок, действующих на кронштейны шарнирного крепления кузова, составила 15 000—20 000 кгс при статической нагрузке 14 500 кгс, а в месте свободной опоры 6000—10 000 кгс при статической нагрузке 12 500 кгс.

На поворотах максимальная величина приращения динамических нагрузок равнялась: для шарнирной опоры кузова 18 000—25 000 кгс, для свободной опоры 10 400—14 200 кгс.

Таким образом, величина динамической нагрузки может быть учтена коэффициентом вертикальной динамики, который составляет на шарнирной опоре кузова  $K_d=2,5$ , на свободной опоре  $K_d=1,7$ .

В процессе торможения вертикальные динамические нагрузки, действующие на кузов в местах опоры на раму, резко снижаются до статических значений.

Напряжения в элементах кузова (второй этап) исследовались в процессе увеличения нагрузки и движения автомобиля-самосвала.

Для получения наиболее возможных максимальных величин напряжений в элементах кузова последний загружали большими кусками руды, сбрасываемыми с высоты 2—2,5 м.

Показания тензодатчиков записывались на всем протяжении погрузки (пять ковшей), чтобы определить влияние защитного слоя руды на изменение напряжений от следующих порций загружаемой руды.

Анализ полученных осциллограмм показал, что напряжения в элементах кузова в начальный момент погрузки (первый ковш) носят местный характер, пиковые значения их превышают статические в 3—5 раз. Например, после первого ковша высыпанной руды в поперечинах кузова (в зоне падения груза) ударные напряжения составляли 220—700 кгс/см<sup>2</sup>, статические 60—150 кгс/см<sup>2</sup>. С образованием на днище слоя руды величина динамических напряжений в процессе погрузки резко падает. Напряжения в зоне контакта листа основания кузова с падающим грузом превышают в отдельных случаях предел текучести (>3300 кгс/см<sup>2</sup>).

Величина местных напряжений зависит от размера кусков загружаемой горючей массы и площади контакта между наибольшим куском и днищем кузова.

Напряжения в элементах кузова в процессе движения автомобиля-самосвала распределяется далеко не равномерно. Наиболее напряженными участками являются места приварки кронштейнов шарнирной опоры кузова к лонжеронам. Особенно больших значений динамические напряжения достигают на поворотах с большими неровностями дороги. В связи с этим данные участки кузова подвергались тщательному исследованию с помощью розеток (датчики 48, 2, 47 и 50, 9, 49). При этом

тый метод размещения датчиков и одновременное включение их в измерительный прибор позволили суммарные напряжения разложить на их компоненты и определить, какой вид напряжений является преобладающим в суммарных напряжениях.

Анализ осциллограмм изменения напряжений в датчиках розеток (рис. 3, б) показал, что при движении автомобиля-самосвала на кузов действует сложная динамическая нагрузка, состоящая из симметричной, которая вызывает изгиб, и кососимметричной, вызывающей кручение. При этом напряжения от кручения превышают напряжения изгиба. В целом динамические напряжения в исследуемых точках 57, 48, 2, 50, 9, 49 превышали статические в 4—5 раз.

Исследования напряженности лонжеронов кузова от изгибающих нагрузок выполнялись при помощи датчиков 1, 2, 4, 5, 6, 8 и 11. Следует отметить, что при статическом нагружении максимальные напряжения возникают в средней части кузова, в пролете между его опорами

(датчики 6 и 8). В процессе движения автомобиля-самосвала максимальные напряжения возникают в месте приварки кронштейнов шарнирной опоры кузова (датчика 2). Следовательно, опасной зоной является шарнирная опора кузова, и при расчете на прочность несущий элемент днища необходимо рассматривать как балку, консольно защемленную.

Напряженность поперечных поясов жесткости исследовалась в средней (датчики 27 и 33) и консольной (датчики 19 и 25) частях кузова.

Из осциллограмм (рис. 3, в) видно, что максимальные напряжения в поперечинах кузова возникают в местах соединения их с лонжеронами (датчики 28, 27). В полках сварных элементов поперечин напряжения незначительны. Например, в точках 29 и 32 статические напряжения равнялись 180—280 кгс/см<sup>2</sup>, динамические 180—350 кгс/см<sup>2</sup>; в месте установки датчика 28 напряжения соответственно составили 600 и 1300 кгс/см<sup>2</sup>. Такое распределение напряжений в исследуемых точках поперечного пояса жесткости объясняется тем, что сварной шов на стыках полок поперечин является податливым «шарниром», вокруг которого происходит относительное перемещение соединяемых элементов поперечин при движении автомобиля-самосвала. Изменение напряжений во времени в местах приварки к лонжеронам поперечин средней части кузова происходит по пульсирующему циклу, в поперечинах консольной части — ближе к знакопеременному. Такое явление объясняется тем, что ближе к задней части поперечная жесткость кузова уменьшается из-за отсутствия заднего борта. Совокупность этих факторов с учетом кручения кузова способствует более быстрому разрушению сварных швов в указанных местах.

Максимальные напряжения в листах боковых секций (датчики 34 и 37) в 2—2,5 раза превышают максимальные напряжения в стойках (датчики 36 и 38). Характер изменения напряжений по высоте борта отличается от распределения напряжений в поперечном поясе жесткости тем, что максимальные значения их наблюдаются в нижней части замкнутого по периметру обвязки листа.

Таким образом, основные несущие элементы кузова автомобиля-самосвала подвергаются значительным общим динамическим нагрузкам, превышающим статические нагрузки в 1,5—2,5 раза, и местным динамическим нагрузкам — больше статических в 4—5 раз. Общие нагрузки имеют наибольшие величины при движении автомобиля по неровной дороге. При этом несущие элементы кузова подвергаются действию нагрузок изгиба и кручения и напряжения достигают 2000—2500 кгс/см<sup>2</sup>. Местные нагрузки имеют наибольшие величины при погрузке автомобиля экскаватором. В зоне контакта листа основания с падающим грузом они вызывают напряжения, превышающие предел текучести материала (>3300 кг/см<sup>2</sup>). Общий уровень напряженного состояния свидетельствует об усталостном характере основных повреждений кузова в зонах концентраторов напряжений.

# Методика выбора типа тормозного привода

Канд. техн. наук Б. Б. ГЕИБОМ, А. И. ГУТТА, Н. В. АРТЕМЬЕВА, А. И. НАЙДА

Львовский политехнический институт

**О**ДНИМ из важных требований, предъявляемых к тормозному приводу, является допустимое значение максимального усилия на органе управления как по условию легкости управления, так и по условию возможности достаточно тонкого регулирования эффективности торможения. Несмотря на важность этого требования, четкой классификации приводов, а также достаточно строгой методики выбора типа привода для того или иного автотранспортного средства в научно-технической литературе нет.

Тормозной привод представляет собой разомкнутую следящую систему. Поэтому целесообразно построить классификацию с учетом классификационных признаков, предложенных И. А. Бухариным [1], и терминологии, принятой в теории автоматического регулирования. В соответствии с этим (табл. 1) все тормозные приводы могут быть разбиты на три основные группы: прямого действия, комбинированные, непрямого действия.

В тормозных приводах непрямого действия используется энергия внешнего источника. Поэтому энергетических ограничений на область применения тормозного привода этого типа наложить нельзя. Область применения тормозных приводов прямого действия и комбинированных ограничивается энергетическими возможностями.

Принципиально могут быть приняты два критерия возможности применения тормозных приводов каждого из указанных двух типов:

1) предельно возможная сумма приводных сил (диапазон суммы приводных сил);

2) предельный вес автомобиля, при котором эффективность торможения тормозной системой с данным сочетанием типов привода и тормозных механизмов будет соответствовать современным требованиям.

Рассмотрим методику оценки предельных возможностей привода прямого действия и комбинированного привода. Известно, что объем жидкости, необходимый для заполнения рабочих

цилиндров, зависит от числа тормозных механизмов, диаметров рабочих цилиндров и перемещений колодок. Если принять, что перемещения колодок данного тормозного механизма отличаются незначительно, то в общем случае

$$Q_n = \pi \sum_{i=1}^n \delta_i d_i^2, \quad (1)$$

где  $d_i$  и  $\delta_i$  — соответственно диаметр рабочего цилиндра тормозного механизма  $i$ -й оси и перемещение колодки в направлении действия приводной силы;

$n$  — число осей.

Для двухосного автомобиля (рис. 1)

$$Q_n = \pi (\delta_3 d_3^2 + \delta_n d_n^2).$$

Индекс «3» относится к задним тормозным механизмам, а индекс «п» к передним.

Принимая, что  $\delta_3 \approx \delta_n \approx \delta$ , получим

$$Q_n = \pi \delta d_3^2 \left( 1 + \frac{d_n^2}{d_3^2} \right).$$

Коэффициент распределения суммарной тормозной силы определяется по формуле

$$\beta_g = \frac{b + \varphi_0 h_g}{L}, \quad (2)$$

где  $b$  — расстояние от центра тяжести до задней оси;

$h_g$  — высота центра тяжести;

$L$  — база автомобиля;

$\varphi_0$  — коэффициент сцепления, при котором все колеса одновременно доводятся до грани блокирования.

Таблица 1

Общий термин	Определение	Классификационные признаки			
		Источник энергии		Вид и способ передачи энергии	
		Термин	Определение	Термин	Определение
Тормозной привод	Разомкнутая следящая система, предназначенная для приведения в действие тормозных механизмов и обеспечения соответствия общей тормозной силы усилению, приложенному к органу управления, а отношения осевых сил — отношению осевых весов	Тормозной привод прямого действия	Привод, в котором силовые устройства приводятся в действие за счет работы мускульной силы на активном перемещении органа управления	Механический привод	Привод, в котором разжимные устройства приводятся в действие за счет работы мускульной силы на активном перемещении органа управления, передаваемой тягой
				Гидравлический привод	Привод, в котором гидравлические силовые устройства приводятся в действие за счет работы мускульной силы на активном перемещении органа управления, передаваемой жидкостью
		Тормозной привод непрямого действия	Привод, в котором силовые устройства приводятся в действие за счет энергии внешнего источника	Пневматический привод	Привод, в котором поршневые или диафрагменные пневматические силовые устройства приводятся в действие за счет энергии сжатого воздуха
				Пнеumoгидравлический привод	Привод, в котором гидравлические силовые устройства приводятся в действие за счет энергии сжатого воздуха, передаваемой жидкостью
				Гидравлический привод	Привод, в котором гидравлические силовые устройства приводятся в действие за счет энергии, затрачиваемой на приведение в действие насоса, передаваемой жидкостью
		Комбинированный (двухпоточный) привод	Привод, в котором силовые устройства приводятся в действие за счет работы мускульной силы на активном перемещении органа управления и энергии внешнего источника	Гидравлический привод с усилителем	Привод, в котором гидравлические силовые устройства приводятся в действие за счет работы мускульной силы на активном перемещении органа управления и энергии внешнего источника, передаваемых жидкостью

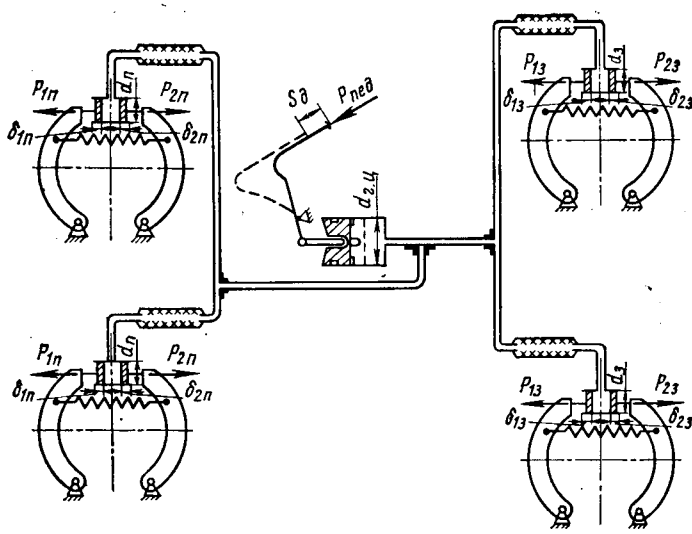


Рис. 1. Схема гидравлического тормозного привода [1]

В то же время

$$\beta_g = \frac{1}{1 + \frac{M_{тз}}{M_{тп}}}, \quad (2a)$$

где  $M_{тз}$  и  $M_{тп}$  — тормозные моменты, создаваемые соответственно тормозными механизмами заднего и переднего колес.

Выражая тормозные моменты через коэффициенты эффективности  $K_{э}$ , радиусы барабанов  $r_b$  и суммы приводных сил, получим

$$\beta_g = \frac{1}{1 + \frac{K_{э.з} r_{б.з} (P_1 + P_2)_з}{K_{э.п} r_{б.п} (P_1 + P_2)_п}} = \frac{1}{1 + e \frac{d_з^2}{d_п^2}}, \quad (26)$$

$$\text{где } e = \frac{K_{э.з} r_{б.з}}{K_{э.п} r_{б.п}}.$$

На основании выражения (26) имеем

$$\frac{d_п^2}{d_з^2} = \frac{e \beta_g}{1 - \beta_g}. \quad (3)$$

С учетом выражения (3) формула для необходимого объема рабочей жидкости запишется так:

$$Q_n = \frac{1 - \beta_g (1 - e)}{1 - \beta_g} \pi d_з^2 - \frac{1 - \beta_g (1 - e)}{e \beta_g} \pi d_п^2. \quad (4)$$

Если тормозные механизмы однотипны и радиусы барабанов одинаковы, то  $e = 1$  и

$$Q_n = \frac{1}{1 - \beta_g} \pi d_з^2 = \frac{1}{\beta_g} \pi d_п^2. \quad (4a)$$

Теоретический ход педали, соответствующий данному объему жидкости, поступившей в рабочие цилиндры, может быть определен в предположении абсолютной жесткости трубопроводов, отсутствия объемных потерь и беззазорности педального привода.

В этом случае

$$Q_d = \frac{\pi}{4} d_{г.ц}^2 \frac{S_T}{i_{п.п}},$$

где  $Q_d$  — объем жидкости, который может быть подан в рабочие цилиндры в сформулированных выше условиях;

$d_{г.ц}$  — диаметр главного тормозного цилиндра;

$i_{п.п}$  — передаточное число педального привода;

$S_T$  — теоретический ход педали, соответствующий объему  $Q_d$ .

Действительный ход педали

$$S_d = S_T + \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3,$$

где  $\Delta S_1, \Delta S_2, \Delta S_3$  — ходы педали, необходимые для компенсации соответственно зазоров, объемных потерь и увеличения объема вследствие деформаций трубопроводов.

Тогда

$$S_T = S_d \left( 1 - \frac{\Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3}{S_d} \right) = K_S S_d,$$

где  $K_S$  — коэффициент, учитывающий затраты части хода на выбор зазора, компенсацию утечки и увеличение объема системы вследствие деформаций.

Таким образом,

$$Q_d = \frac{\pi K_S}{4} \frac{d_{г.ц}^2 S_d}{i_{п.п}}.$$

Результаты исследований гидравлических приводов и их элементов [1] показывают, что коэффициент  $K_S$  может быть приближенно принят равным 0,9.

Из условия равенства необходимого и действительного объемов рабочей жидкости имеем

$$\pi d_п^2 = \frac{e \beta_g}{1 - \beta_g (1 - e)} \frac{\pi K_S d_{г.ц}^2 S_d}{4 i_{п.п}}; \quad (5)$$

$$\pi d_з^2 = \frac{1 - \beta_g}{1 - \beta_g (1 - e)} \frac{\pi K_S d_{г.ц}^2 S_d}{4 i_{п.п}}.$$

Рассматривая равновесие поршней главного и рабочих цилиндров, получим

$$(P_1 + P_2)_з = \frac{\pi d_з^2}{2} P_{ж} \eta_{р.ц};$$

$$(P_1 + P_2)_п = \frac{\pi d_п^2}{2} P_{ж} \eta_{р.ц}; \quad (6)$$

$$P_{ж} = \frac{4 \eta_{п.п} \eta_{г.ц}}{\pi} \frac{i_{п.п} P_{пед}}{d_{г.ц}^2},$$

где

$P_{ж}$  — давление жидкости;

$P_{пед}$  — усилие, приложенное к педали;

$\eta_{р.ц}, \eta_{г.ц}, \eta_{п.п}$  — к. п. д. соответственно рабочего цилиндра, главного цилиндра и педального привода.

На основании зависимостей (5) и (6) формулы для сумм приводных сил, приложенных к колодкам переднего и заднего тормозного механизма, а также для общей суммы приводных сил запишутся в следующем виде:

$$(P_1 + P_2)_з = \frac{1 - \beta_g}{1 - \beta_g (1 - e)} K_S \eta_{п.п} \eta_{р.ц} \eta_{г.ц} \frac{P_{пед} S_d}{2\delta}; \quad (7)$$

$$(P_1 + P_2)_п = \frac{e \beta_g}{1 - \beta_g (1 - e)} K_S \eta_{п.п} \eta_{р.ц} \eta_{г.ц} \frac{P_{пед} S_d}{2\delta};$$

$$\sum (P_1 + P_2) = 2(P_1 + P_2)_з + 2(P_1 + P_2)_п = K_S \eta_{п.п} \eta_{р.ц} \eta_{г.ц} \frac{P_{пед} S_d}{\delta}. \quad (8)$$

Таким образом, общая сумма приводных сил зависит от усилия на педали управления, хода педали, перемещения колодки в направлении действия приводной силы и механических потерь в элементах привода.

Согласно ОСТ 37.001.016—72 усилие, прикладываемое к педали управления основной тормозной системой, не должно превышать 50 кгс для автомобилей подкатегории  $M_1$  и 70 кгс для остальных автомобилей. Однако при столь высоких предельных значениях усилий на педали значительны и усилия, прикладываемые к педалям при служебных торможениях. Это приводит к переутомлению водителей и, следовательно, может явиться одной из причин снижения безопасности движения. По нашему мнению, усилие на педали, соответствующее максимальной эффективности торможения, не должно превышать 25—30 кгс. В отдельных случаях, когда не представляется возможным применить комбинированный привод или привод непрямого действия, увеличение  $P_{пед}$  может быть допущено до 50 кгс.

Большинство исследователей считают, что максимальный ход педали управления основной тормозной системой не должен превышать 180 мм [2, 3]. В нормальных условиях ход педали должен укладываться в пределы от  $0,5 S_{max}$  до  $0,6 S_{max}$ . С учетом этих данных можно считать, что при определении

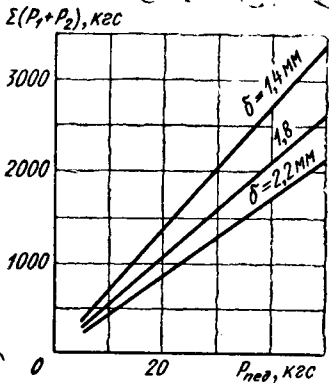


Рис. 2. Замисимость суммы приводных сил от усилия на педали при  $S_d = 120$  мм

возможностей привода прямого действия ход педали  $S_d$  следует принимать равным 100—120 мм.

Проведенный анализ показал, что перемещение конца колодки, находящегося в контакте с поршнем рабочего цилиндра, укладывается в пределы 1,4—2,2 мм. Уменьшение величины  $\delta$  путем, в частности, применения устройств для автоматического поддержания заданного зазора между колодкой и барабаном обеспечивает возможность увеличения  $\Sigma(P_1+P_2)$  за счет уменьшения диаметра главного тормозного цилиндра или увеличения передаточного числа педального привода.

Данные о механических потерях в силовых гидравлических цилиндрах [4] и результаты нескольких опытов показывают, что общий к. п. д. гидравлического тормозного привода прямого действия

$$\eta_{т.п} = \eta_{п.п} \eta_{р.п} \eta_{г.п}$$

укладывается в пределы 0,86—0,9. Можно принимать  $\eta_{т.п} = 0,88$ . Формула (8) и изложенные исходные предпосылки позволяют построить графики зависимости  $\Sigma(P_1+P_2)$  от усилия на педали (рис. 2) и оценить предельные значения сумм приводных сил при выбранном предельном значении  $P_{пед}$ . В частности, при  $P_{пед} = 30$  кгс и  $\delta = 1,4$  предельная сумма приводных сил равна 2040 кгс. Значения предельных сумм приводных сил для тормозных механизмов переднего и заднего колес можно определить по формулам (7). Умножив найденное предельное значение суммы приводных сил на коэффициент усиления  $K_y$ , можно оценить предельные возможности комбинированного привода.

Ограничения области применения тормозного привода прямого действия и комбинированного привода по предельному весу автомобиля могут быть найдены следующим образом. Необходимое значение максимальной удельной тормозной силы

$$j'_{\tau \max} = K_j \frac{j'_{\tau \max}}{g}$$

где  $j'_{\tau \max}$  — нижний предел максимального установившегося замедления, регламентируемый отраслевым стандартом [5];

$g$  — ускорение силы тяжести;  
 $K_j$  — коэффициент запаса эффективности, который рекомендуется выбирать в пределах 1,1—1,2.

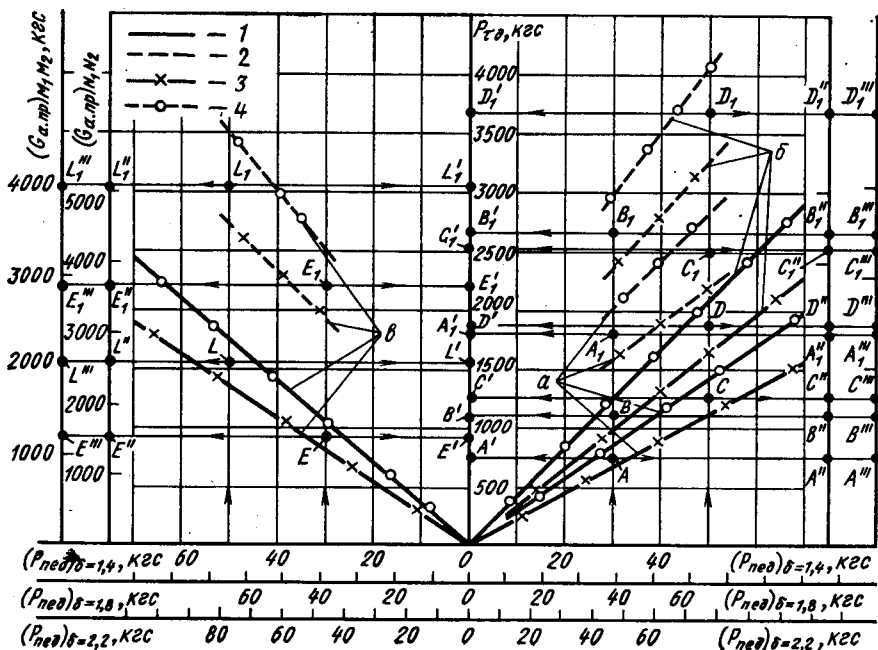
В соответствии с этим необходимый суммарный тормозной момент  $M_{тн}$  и необходимая суммарная тормозная сила  $P_{тн}$  могут быть определены по формулам:

$$M_{тн} = \gamma_{\tau \max} G_a r_d; \quad (9)$$

$$P_{тн} = \gamma_{\tau \max} G_a. \quad (9a)$$

Если радиусы передних и задних тормозных барабанов одинаковы, то действительная суммарная тормозная сила  $P_{тд}$  определяется выражением

Рис. 3. Номограмма для определения  $P_{тд}$  и  $(G_a)_{пр}$  при различных сочетаниях типов привода и тормозных механизмов:  $a$  — тормозные механизмы с малым самоусилением (MC);  $b$  — тормозные механизмы со средним самоусилением (CC);  $\beta$  — передние тормозные механизмы со средним самоусилением; 1 — привод прямого действия; 2 — комбинированный привод (с вакуумным усилителем);  $3 - \frac{r_6}{r_d} = 0,35$ ;  $4 - \frac{r_6}{r_d} = 0,45$



$$P_{тд} = 2 [(P_1 + P_2)_п K_{э.п} + (P_1 + P_2)_з K_{э.з}] \frac{r_6}{r_d}$$

С учетом зависимостей (7) получим

$$P_{тд} = \frac{e}{1 - \beta_g (1 - e)} K_{э.п} K_S \eta_{т.п} \frac{r_6 P_{пед} S_d}{\delta r_d}, \quad (10)$$

где  $r_d$  — динамический радиус колеса.

В случае однотипных тормозных механизмов  $e = 1$  и

$$P_{тд} = K_{э.п} K_S \eta_{т.п} \frac{r_6 P_{пед} S_d}{\delta r_d}. \quad (10a)$$

Приравнивая правые части выражений (9a) и (10) или (9a) и (10a), можем найти предельный вес автомобиля, при котором эффективность торможения в случае данного сочетания типов тормозных механизмов и тормозного привода будет соответствовать современным требованиям.

Если тормозные механизмы разнотипные, то предельный вес

$$(G_a)_{пр} = \frac{e}{\gamma_{\tau \max} [1 - \beta_g (1 - e)]} K_{э.п} K_S \eta_{т.п} \frac{r_6 P_{пед} S_d}{\delta r_d}. \quad (11)$$

В случае однотипных тормозных механизмов

$$(G_a)_{пр} = \frac{1}{\gamma_{\tau \max}} K_{э.п} K_S \eta_{т.п} \frac{r_6 P_{пед} S_d}{\delta r_d}. \quad (11a)$$

Таким образом, для определения предельного веса автомобиля необходимо тормозную силу  $P_{тд}$  умножить на коэффициент  $\frac{1}{\gamma_{\tau \max}}$  который зависит от подкатегории автотранспортного средства.

Исходные данные, необходимые для выполнения аналитических расчетов или разработки номограммы, могут быть оценены на основании следующих соображений.

Коэффициент распределения суммарной тормозной силы можно определить по формуле (2), принимая  $\phi_0$  в пределах 0,35—0,45. В частности, для автомобиля ГАЗ М-24 «Волга» коэффициент  $\beta_g = 0,575$ . Коэффициент  $\beta_g$  необходим только в случае, когда тормозные механизмы передних и задних колес разнотипные. Если тормозные механизмы однотипные, то значение  $P_{тд}$  определяется по формуле (10a). Коэффициент эффективности  $K_{э}$  зависит от типа тормозного механизма и коэффициента трения  $\mu$ . Если принять, что  $\mu = 0,35$ , то для тормозных механизмов с малым самоусилением коэффициент эффективности может быть принят равным 0,93, а для тормозных механизмов со средним самоусилением — 1,37 [5].

Для оценки пределов, в которые укладывается отношение  $\frac{r_6}{r_d}$ , были рассмотрены тормозные механизмы большого коли-



Тип привода	Типы тормозных механизмов		Усилие на педали в кгс	$(P_{тд})_{пр}$ в кгс	$(G_a)_{пр}$ в кгс	
	Передние	Задние			$N_1$ и $N_2$	$M_1$ и $M_2$
Прямого действия	МС	МС	30	750	1350	1000
			50	1260	2100	1750
	СС	СС	30	1100	1850	1400
			50	1860	3200	2850
СС	МС	30	920	1525	1350	
			50	1560	2550	2050
Комбинированный	МС	МС	30	1800	3000	2600
			50	2520	4200	3500
	СС	СС	30	2660	4450	3800
			50	3680	6100	4750
	СС	МС	30	2200	3650	2850
			50	3060	5100	4000

\* Значения  $(G_a)_{пр}$  для всех подкатегорий автотранспортных средств ( $M_1, M_2, N_1$  и  $N_2$ ) округлены.

нированного привода для автомобилей весом менее 1500 кг необходимо учитывать увеличение вероятности перетормаживания при служебных торможениях на скользких и мокрых дорогах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М.—Л., Машгиз, 1950.
2. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобили. Л., «Машиностроение», 1973.
3. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобилей. М., Машгиз, 1962.
4. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М., Машгиз, 1963.
5. Генбом Б. Б., Гутта А. И. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 6.

УДК 629.113.001.1

## Определение работы трения в контакте при качении колеса с пневматической шиной по жесткому основанию

Д-р техн. наук Р. В. ВИРАБОВ

Московский автомеханический институт

чества отечественных и зарубежных автомобилей. Анализ показал, что для современных автомобилей отношение  $\frac{r_6}{r_d}$  находится в пределах 0,35—0,45.

Выше было отмечено, что перемещение колодки  $\delta$  может изменяться в довольно широких пределах. Влияние этого фактора на величину  $P_{тд}$  может быть учтено при построении графиков путем изменения масштаба для усилия, приложенного к педали управления, причем за единицу следует принимать масштаб при  $\delta=1,4$  мм.

Анализ характеристик вакуумных усилителей автомобилей ГАЗ-53 и М-24 «Волга» показывает, что максимальный перепад давлений в полостях вакуумной камеры и, следовательно, максимальное усилие на штоке достигаются при усилении на педали 21—23 кгс. При  $P_{пед}=30$  кгс коэффициент усиления  $K_y$  укладывается в пределы 2,3—2,5, а при  $P_{пед}=50$  кгс в пределы 1,8—2,2. В среднем можно принять, что при  $P_{пед}=30$  кгс  $K_y=2,4$ , а при  $P_{пед}=50$  кгс  $K_y=2$ .

На рис. 3 приведена номограмма, позволяющая определить значения  $P_{тд}$  и  $(G_a)_{пр}$  при различных значениях  $P_{пед}$  и при различных сочетаниях типов тормозных механизмов и тормозного привода. Предположим, что  $(P_{пед})_{max}=30$  кгс. Если применен привод прямого действия, то ординаты точек А, В и Е определяют суммарные тормозные силы  $P_{тд}$  (точки А', С' и Е') и предельные веса автомобилей (точки А'', А''', В'', В''', Е'' и Е'''). В случае комбинированного привода  $P_{тд}$  и  $(G_a)_{пр}$  определяются ординатами точек А<sub>1</sub>, В<sub>1</sub> и Е<sub>1</sub>. Если принять, что  $(P_{пед})_{max}=50$  кгс, то в зависимости от сочетания типов привода и тормозных механизмов значения  $P_{тд}$  и  $(G_a)_{пр}$  определяются ординатами точек С, С<sub>1</sub>, Е, Е<sub>1</sub> и L, L<sub>1</sub>.

Расчетные данные, необходимые для оценки предельных возможностей тормозного привода прямого действия и комбинированного привода, приведены в табл. 2.

Таким образом, изложенная методика позволяет объективно оценивать возможность применения того или иного тормозного привода в сочетании с различными тормозными механизмами для автомобилей различных подкатегорий и различных весов. При решении вопроса о целесообразности применения комби-

ИЗВЕСТНО, что работа, затрачиваемая на трение в контакте, наряду с потерями на гистерезис в шине при ее деформировании, определяет сопротивление качению колеса с пневматической шиной по жесткому основанию. Удельная работа трения в контакте, т. е. работа трения на участке скольжения зоны контакта, отнесенная к площади рабочей поверхности колеса, определяет также интенсивность износа тела качения.

Для нахождения удельной работы трения при качении эластичного колеса вычислим мощность трения  $N_{тр}$  в контакте такого колеса с жестким основанием. В работе [1] даны приближенные формулы для расчета  $N_{тр}$ , полученные применительно к параболическому закону распределения нормальных давлений по ширине полоски контакта упругого цилиндрического колеса.

Эти формулы имеют вид: для ведущего колеса

$$N_{тр} = \epsilon_{вщ} v_0 P_x; \tag{1}$$

для ведомого колеса (ведомый и тормозной режимы объединены [1 и 2])

$$N_{тр} = \epsilon_{вм} v_{вм} |P_x|, \tag{2}$$

где  $P_x$  — действующая на колесо продольная сила;

$v_0 = \omega_{вщ} r_k^c$  — скорость оси колеса при свободном качении;

$\omega_{вщ}$  — угловая скорость ведущего колеса;

$r_k^c$  — радиус свободного качения колеса (при  $P_x=0$ );

$r_d$  — динамический радиус колеса;

$v_{вм}$  — скорость оси ведомого колеса.

Радиус свободного качения колеса [1 и 2]

$$r_k^c = r_d \left[ 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{a}{r_d} \right)^2 \right]. \tag{3}$$

Относительная потеря скорости оси ведущего колеса и относительная потеря угловой скорости ведомого колеса в функции радиуса качения  $r_k$ , соответствующего данной продольной силе  $P_x$ , определяются по следующим формулам [1 и 2]:

$$\epsilon_{вщ} = \frac{v_0 - v}{v_0} = \frac{r_k^c - r_k}{r_k^c}; \tag{4}$$

$$\epsilon_{вм} = \frac{r_k - r_k^c}{r_k}. \tag{5}$$

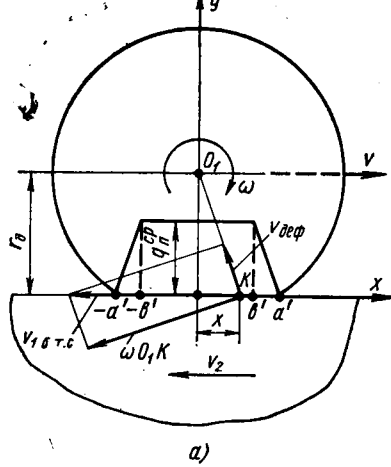
Продольная сила  $P_x$  и действующий на колесо момент  $M$  связаны между собой зависимостью

$$P_x = \frac{M - M_{г}}{r_k^c}, \tag{6}$$

где  $M_{г}$  — момент сопротивления качению, обусловленный гистерезисом.

Тормозной момент в эту формулу должен подставляться со знаком минус.

Картина распределения нормальных давлений при статическом прижатии шины низкого давления к жесткому основанию



а)

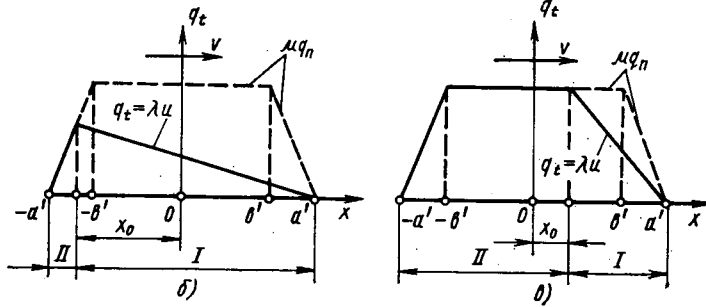


Рис. 1

близка к трапецидальной (рис. 1, а). Покажем, что и при таком законе нормальных давлений величина  $N_{тр}$  может рассчитываться по формулам (1) и (2). Для этого, используя зависимости (1)–(4), как и в работах [2 и 3], рассмотрим качение приведенного цилиндрического колеса с гладкой рабочей поверхностью, претерпевающего плоскую деформацию и имеющего полуширину полоски контакта

$$a' = \frac{\pi L}{8}, \quad (7)$$

где  $L$  — длина контакта действительного колеса в экваториальном сечении.

Основываясь на экспериментальных данных работы [4], примем [2] для приведенного колеса  $c = \frac{b'}{a'} = 0,8$  (рис. 1, а).

Тогда при погонной нормальной силе для приведенного колеса  $q = \frac{G}{l}$ , где  $G$  — заданная нормальная нагрузка, давление в средней части контакта определится как

$$q_{н ст}^{cp} = 0,556 \frac{q}{a'}, \quad (8)$$

а законы изменения нормальных давлений на левом и правом участках соответственно будут

$$q_{н ст}^{л\text{ев}} = 2,78q \frac{a' \pm x}{(a')^2}. \quad (9)$$

Применяя метод обращения движения (рис. 1), устанавливаем, что при угловой скорости колеса  $\omega$  и условии, что в данном положении на линии контакта движение точки  $K$  поверхности колеса происходит без приращения тангенциального смещения этой точки, скорость точки  $K$  [4]

$$v_{1 \text{ б.т.с}} = -\omega \frac{r_d^2 + x^2}{r_d}. \quad (10)$$

Если точка  $K$  поверхности колеса претерпевает в зоне контакта изменяющееся тангенциальное смещение, то скорость ее определится из равенства

$$v_1 = v_{1 \text{ б.т.с}} + \frac{du}{dt} = v_{1 \text{ б.т.с}} + v_1 \frac{du}{dx}. \quad (11)$$

При линейном законе зависимости удельных касательных сил  $q_t$  от тангенциальных смещений  $u$  точек поверхности колеса

$$q_t = \lambda u, \quad (12)$$

где коэффициент тангенциальной жесткости [2] при  $c=0,8$

$$\lambda = \frac{qr_d}{(a')^3}, \quad (13)$$

величина  $\frac{du}{dx}$  в формуле (11) на участке скольжения, для которого  $q_t = \pm \mu q_n$ , определяется законом распределения нормальных давлений, коэффициентом  $\lambda$  и коэффициентом трения  $\mu$ .

Основываясь на этих соотношениях, определим скорость скольжения в различных точках участка скольжения и мощность трения, например, для ведущего колеса.

На участке скольжения ведущего колеса действующие на него касательные силы, а следовательно, и тангенциальные смещения точек поверхности колеса положительны. Поэтому при законе (9) с учетом выражений (12) и (13) для ведущего колеса имеем  $\left(\frac{du}{dx}\right)^{\text{лев}} = 2,78 \frac{\mu a'}{r_d}$ . На основании уравнений (10) и (11) для левого участка, если там наблюдается скольжение, при  $c=0,8$

$$v_1^{\text{лев}} = -\omega_{\text{вщ}} \frac{r_d^2 + x^2}{r_d - 2,78 \mu a'}. \quad (14)$$

Нормальные давления [3 и 4]

$$q_n^{\text{лев}} = 2,78q \frac{(a' + x)(r_d - 2,78 \mu a')}{r_d (a')^2}. \quad (15)$$

Если скольжение распространяется и на средний участок, то поскольку  $\left(\frac{du}{dx}\right)^{cp} = 0$ ,

$$v_1^{cp} = v_{1 \text{ б.т.с}} = -\omega_{\text{вщ}} \frac{r_d^2 + x^2}{r_d}, \quad (16)$$

и поэтому нормальные давления сохраняют свои значения, т. е.

$$q_n^{cp} = q_n^{ст}.$$

Тангенциальные смещения на участке сцепления ведущего колеса определяются уравнением [1 и 2]

$$u = \frac{\xi_{\text{вщ}}}{1 - \xi_{\text{вщ}}} (a' - x) + \frac{1}{1 - \xi_{\text{вщ}}} \frac{(a')^2 x - x^3}{(a')^2 + 3r_d^2}. \quad (17)$$

Как и в работах [1–3], при определении относительной потерн скорости пренебрегаем тангенциальными смещениями, обусловленными геометрией взаимодействующих тел, т. е. вторым слагаемым уравнения (17), и, таким образом, принимаем линейный закон изменения тангенциальных смещений на участке сцепления (рис. 1, б, в). Тогда, исходя из условия  $\lambda u_{x=x_0} = \mu q_n(x=x_0)$ , где  $x_0$  — координата границы участков сцепления  $I$  и скольжения  $II$ , учитывая формулы (9) и (13) и первое слагаемое уравнения (17) и введя обозначения  $\frac{a'}{r_d} =$

$= k$ ,  $\frac{x_0}{a'} = k_0$ , при  $-a' \leq x_0 \leq -b'$  (рис. 1, б), что при  $c=0,8$  соответствует  $-1 \leq k_0 \leq -0,8$ , получаем

$$\xi_{\text{вщ}} = \frac{2,78 \mu k (1 + k_0)}{1 - k_0 + 2,78 \mu k (1 + k_0)}. \quad (18)$$

Если  $-0,8 \leq k_0 \leq 0,8$  (рис. 1, в), то из того же условия с учетом выражений (8) и (13) и линейной части формулы (17)

$$\xi_{\text{вщ}} = \frac{0,556 \mu k}{1 - k_0 + 0,556 \mu k}. \quad (19)$$

Поскольку скорость скольжения  $v_{21} = v_2 - v_1$ , где скорость основания в обратном движении (рис. 1, а)  $v_2 = -v$ , а скорость оси ведущего колеса в действительном движении согласно выражению (4)  $v = v_0(1 - \xi_{\text{вщ}})$ , то  $v_{21} = -v_0(1 - \xi_{\text{вщ}}) - v_1$  или с учетом выражения (3)

$$v_{21} = -\omega_{\text{вщ}} r_d \left(1 + \frac{k^2}{3}\right) (1 - \xi_{\text{вщ}}) - v_1. \quad (20)$$

Мощность потерн на трение на участке скольжения зоны контакта ведущего колеса при  $-a' \leq x_0 \leq -b'$ , что при  $c=0,8$  соот-

ветствует  $-1 \leq k_0 \leq -0,8$  и коэффициенту тяги  $\psi = \frac{P_x}{\mu G} \leq 0,556$

определится как

$$N_{тр} = \mu l \int_{-a'}^{x_0} v_{21}^{лев} q_n^{лев} dx,$$

где  $l$  — длина полоски контакта приведенного колеса.

После интегрирования с учетом выражений (14), (15), (18) и (20)

$$N_{тр} = \mu G \omega_{вщ} r_d \left[ 2,78(1+k_0) + 0,927k^2(1+k_0^2) - 1,39(1-k_0^2) - 0,695(1-k_0^4) - 0,464 \frac{(3+k^2)(1-k_0)(1-2,78\mu k)}{1-k_0+2,78\mu k(1+k_0)} (1+k_0)^2 \right]. \quad (21)$$

При  $-0,8 \leq k_0 \leq 0,8$  и  $\psi \geq 0,556$

$$N_{тр} = \mu l \left[ \int_{-a'}^{-b'} v_{21}^{лев} q_n^{лев} dx + \int_{-b'}^{x_0} v_{21}^{сп} q_n^{сп} dx \right],$$

откуда с учетом формул (8), (14)–(16), (19) и (20) после интегрирования получаем

$$N_{тр} = \mu G \omega_{вщ} r_d \left\{ 0,0556(1+0,757k^2) + 0,185k^2(0,512+k_0^2) + 0,556(0,8+k_0) - \frac{(3+k^2)(1-k_0)}{1-k_0+0,556\mu k} \times [0,0185(1-2,78\mu k) + 0,185(0,8+k_0)] \right\}. \quad (22)$$

В таблице приведены значения относительной погрешности приближенного расчета  $N_{тр}$  по формуле (1) для всего возможного диапазона изменения продольных сил. Погрешность рас-

считывалась как отношение  $\delta_{N_{тр}} = \frac{\xi_{вщ} v_0 P_x - N_{тр}}{N_{тр}}$ , в кото-

ром величина  $N_{тр}$  определялась по формулам (21) и (22), а величина  $\xi_{вщ}$  — по формулам (18) и (19). Радиус свободного

качения вычислялся по формуле  $r_k^c = r_d \left(1 + \frac{k^2}{3}\right)$ , а вели-

чина продольной силы, соответствующей каждому значению  $k_0$ , находилась по формулам  $P_x = 2,78(1+k_0)\mu G$  при  $-1 \leq k_0 \leq -0,8$  и  $P_x = 0,278(2,8+k_0)\mu G$  при  $-0,8 \leq k_0 \leq 0,8$ . Последние формулы вытекают из соотношения площадей, показанных на рис. 1, б и в.

Относительная погрешность расчета  $N_{тр}$  по приближенной формуле (1) при прочих равных условиях возрастает с увели-

чением  $k = \frac{a'}{r_d}$  и с уменьшением коэффициента трения. Поэто-

му в таблице приводятся результаты расчета  $\delta_{N_{тр}}$  для  $k=0,3$ ,

что согласно выражению (7) соответствует  $L=0,76r_d$ , т. е. весьма большой нормальной деформации колеса, и для двух значений коэффициента трения  $\mu=0,5$  и  $\mu=0,8$ , которые охватывают границы колебаний коэффициента трения для шин низкого давления с различными твердыми сухими дорогами. Из данных таблицы следует, что погрешность расчета по формуле (1) для ведущего колеса не превышает 11%. Аналогичный

результат получен и при расчете  $N_{тр}$  для ведомого колеса по формуле (2). Следовательно, формулы (1) и (2) обеспечивают точность, достаточную для выполнения практических расчетов.

Преобразование формул (1) и (2) с учетом выражений (4) и (5) и полученных в работе [2] расчетных формул для определения радиусов качения в функции касательной силы приводит к следующим зависимостям для  $N_{тр}$  при качении ведущего и ведомого колес:

$$N_{тр} (\psi < 0,556) = \frac{0,00526 \omega r_k^c \gamma}{r_d(5,55 - \psi) + 5,26 \gamma P_x} P_x^2 \text{ кгс} \cdot \text{м/с}; \quad (23)$$

$$N_{тр} (\psi > 0,556) = \frac{0,00029 \omega r_k^c \gamma}{\psi r_d(1,05 - \psi) + 0,29 \gamma P_x} P_x^2 \text{ кгс} \cdot \text{м/с}, \quad (24)$$

где  $\gamma$  — коэффициент тангенциальной эластичности при данных нормальной нагрузке  $G$  на колесо и давлении воздуха в шине  $p_w$ .

Радиусы  $r_d$  и  $r_k^c$  измеряются в мм.

В этих формулах тормозная сила считается отрицательной, а

коэффициент тяги определяется как  $\psi = \frac{|P_x|}{\mu G}$ . Формула (24)

определяет  $N_{тр}$  в интервале изменения продольной силы от  $P_x = \pm 0,556\mu G$  до приближающейся к предельной по сцеплению. Когда  $P_x = \pm \mu G$  и  $\mu = \text{const}$ , определенности в величинах  $\xi$  или  $r_k$  не существует [2], и величина  $N_{тр}$  в зависимости от значений  $\xi_{вщ}$  и  $\xi_{вм}$  или соответствующих им радиусов качения должна определяться непосредственно по формулам (1) и (2).

Удельную работу трения за один оборот колеса в кгс·м/см<sup>2</sup>, считая приближенно рабочей поверхностью шины определяемой наружным диаметром покрышки  $D$  в мм и шириной беговой дорожки протектора  $b$  в мм, можем представить как

$$A_{уд}^{1 об} = \frac{100 N_{тр}}{\pi D b} t^{1 об}, \quad (25)$$

где  $t^{1 об} = \frac{2\pi}{\omega}$  — время одного оборота.

Введение значения  $t^{1 об}$  в формулу (25) приведет к выражению, не зависящему от скорости.

Анализ выражений (23) и (24) показывает, что при прочих равных условиях нарастание  $N_{тр}$ , а следовательно, и  $A_{уд}^{1 об}$ , характеризующей износ шины для ведущего и для ведомого режимов, происходит более интенсивно, чем пропорционально квадрату продольной силы, особенно при  $\psi > 0,7 \div 0,75$ .

На рис. 2 сплошной линией показана экспериментальная кривая зависимости коэффициента сопротивления качению  $f$  от момента, подводимого к ведущему колесу с шиной размерности 15.00–20 модели Я-12 при движении по жесткому основанию [6] и  $G=3200$  кгс;  $p_w=3,2$  кгс/см<sup>2</sup>;  $r_d=598$  мм;  $r_k^c=613$  мм;  $\gamma=0,045$  мм/(кгс·м);  $v=8 \div 10$  км/ч.

Штриховой линией на рис. 2 показана расчетная кривая изменения коэффициента сопротивления качению  $f_{тр}$ , обусловленного только трением в контакте. Формулы, по которым рассчитывалась эта кривая, получены из равенства  $f_{тр} G \omega r_k = N_{тр}$ , откуда

$$f_{тр} (\psi < 0,556) = \frac{5,26 \gamma P_x^2}{r_d G (5,55 - \psi)}; \quad (26)$$

$$f_{тр} (\psi > 0,556) = \frac{0,29 \gamma P_x^2}{\psi r_d G (1,05 - \psi)}.$$

$k_0$	$\psi$	$k=0,3; \mu=0,5$				$k=0,3; \mu=0,8$			
		$\frac{N_{тр}}{\omega_{вщ} r_d G}$	$\xi_{вщ}$ в %	$\frac{\xi_{вщ} v_0 P_x}{\omega_{вщ} r_d G}$	$\delta_{N_{тр}}$ в %	$\frac{N_{тр}}{\omega_{вщ} r_d G}$	$\xi_{вщ}$ в %	$\frac{\xi_{вщ} v_0 P_x}{\omega_{вщ} r_d G}$	$\delta_{N_{тр}}$ в %
-1	0	0	0	0	—	0	0	0	—
-0,9	0,278	0,00346	2,15	0,00308	-11,0	0,00840	3,39	0,00777	-7,5
-0,8	0,555	0,0137	4,43	0,0127	-7,3	0,0333	6,91	0,0316	-5,1
-0,6	0,612	0,0175	4,96	0,0156	-10,8	0,0420	7,70	0,0388	-7,6
-0,4	0,667	0,0210	5,62	0,0194	-7,6	0,0507	8,70	0,0478	-5,7
-0,2	0,723	0,0248	6,50	0,0242	-2,4	0,0606	10,00	0,0596	-1,6
0	0,778	0,0296	7,70	0,0309	4,4	0,0736	11,77	0,0756	2,7
0,2	0,834	0,0380	9,44	0,0405	6,6	0,0948	14,30	0,0983	3,7
0,4	0,880	0,0520	12,21	0,0554	6,6	0,1260	18,20	0,1330	5,5
0,6	0,946	0,0800	17,25	0,0841	5,1	0,1890	25,00	0,1950	3,2
0,8	1	0,1480	29,40	0,1510	3,4	0,3240	40,00	0,3290	1,5

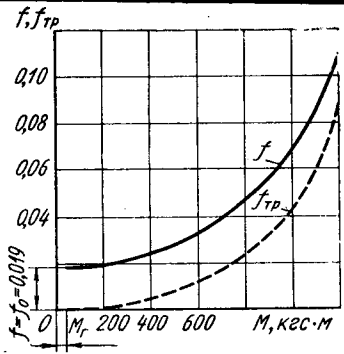


Рис. 2

коэффициента тяги  $\psi = \frac{P_x}{P_x \max}$  при расчете  $f_{тр}$  находились из

предположения асимптотического приближения экспериментальной кривой к ординате  $M=1400$  кгс·м, что соответствует коэффициенту трения  $\mu \approx 0,7$ .

О точности формул (23), (24) и (26) можно судить по разностям  $(f-f_{тр})-f_0$ . Сопоставив ординаты, видим, что эта разность в пределах всего диапазона изменения  $M$  экспериментальной кривой не превышает 15% расчетного значения  $f_{тр}$ . Такой результат, по-видимому, следует признать вполне удовлетворительным.

Формулы (23) и (24) для определения мощности трения, полученные при рассмотрении качения приведенного цилиндрического колеса, претерпевающего плоскую деформацию, могут обеспечивать достаточную точность лишь при относительно больших продольных силах.

При малых продольных силах, как это наблюдается при ненагруженном тормозном моментом ведомом колесе или на ведущем колесе, если развиваемая сила тяги определяется в основном сопротивлением качению ведомых колес автомобиля, различные элементарные кольца протектора вследствие тороидальности его формы выполняют различную роль [3]. Поэтому необходимо дифференцированно рассматривать процессы, происходящие в продольных сечениях действительного колеса. При нормальной деформации колеса тороидальной формы полуширина  $a_y$  площадки контакта будет переменной. Поскольку динамический радиус колеса одинаков для всех продольных сечений, то радиусы свободного качения  $r_{ку}^c$  для этих сечений согласно формуле (3) различные. Так, если площадка контакта распространяется на всю ширину беговой дорожки протектора и очерчена эллипсом со срезанными по концам малых полуосей сегментами [5], то закон изменения радиусов свободного качения будет иметь вид, представленный на рис. 3, а. Очевидно, что при качении колеса радиус его качения  $r_k$  будет общим для всех сечений. Это означает, что элементарные кольца, для которых  $r_{ку}^c > r_k$ , будут при этом выполнять роль ведущих, а кольца, для которых  $r_{ку}^c < r_k$ , окажутся ведомыми. В случае свободного качения рассматриваемого колеса радиус его качения должен принять некоторое промежуточное значение в интервале

$$r_{ку \max}^c > r_k > r_{ку \min}^c \quad (27)$$

так как в противном случае касательные силы, развиваемые в контакте всех элементарных колец, имели бы одинаковое направление и их равнодействующая не могла бы равняться нулю. При этом средние кольца выполняют роль ведущих, крайние — ведомых, и общая мощность трения, определяемая как сумма мощностей трения для отдельных элементарных колец, несмотря на то, что общее  $P_x=0$  в действительности не будет равна нулю. Это происходит потому, что погонные мощности трения, определяемые общей формулой  $N_{тр у}^{пог} = (r_{ку}^c - r_k) \omega P_{ху}^{пог}$ , во всех сечениях, кроме двух, где  $r_{ку}^c = r_k$ , будут отличаться от нуля. Входящая в формулу для  $N_{тр у}^{пог}$  погонная продольная (касательная) сила  $P_{ху}^{пог}$  для каждого сечения в свою очередь зависит от погонной нормальной силы  $G_y^{пог}$  и той же разности радиусов  $r_{ку}^c - r_k$  для этого сечения, причем знак ее совпадает со знаком разности радиусов. Очевидно, что мощность трения при свободном качении

Продольные силы по текущему значению момента определялись при этом по формуле (6). Согласно этой же формуле  $M_r = f_0 Gr_k^c = 0,019 \times 3200 \times 0,613 = 37,3$  кгс·см, где  $f_0$  — коэффициент сопротивления качению, обусловленного гистерезисом (при  $M=0$ ). Из формулы (6) вытекает также  $\gamma(P_x) = r_k^c \gamma(M)$ , откуда  $\gamma = 0,613 \times 0,045 = 0,0276$  мм/кгс. Значения

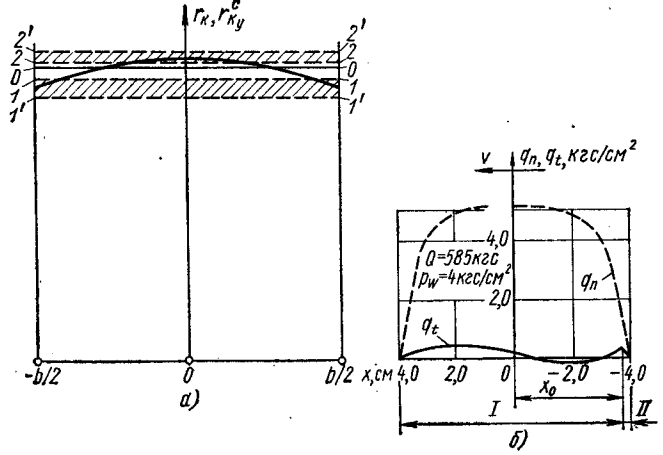


Рис. 3

нии будет при прочих равных условиях тем большей, чем больше стрела дуги протектора.

При качении реального ведомого колеса, не нагруженного тормозным моментом, величина радиуса качения зависит от степени несовершенства упругих свойств шины. В случае не очень больших потерь на гистерезис величина  $r_k$ , приближившись к  $r_{ку \max}^c$ , может оставаться в интервале (27), и средние кольца будут выполнять роль ведущих.

Описанная картина явлений подтверждается полученными канд. техн. наук И. П. Петровым в НАМИ экспериментальными эпюрами удельных нормальных и касательных сил (рис. 3, б) для экваториального сечения ведомого колеса с шиной размерности 260—20м модели И-202, не нагруженного тормозным моментом ( $Q=585$  кгс,  $p_{нв}=4$  кгс/см<sup>2</sup>). Сравнив положительные и отрицательные площадки эпюры удельных касательных сил, видим, что их равнодействующая, приложенные к элементарным кольцам, расположенным в средней части колеса, направлены по скорости оси, что соответствует ведущему режиму, хотя в целом колесо и является ведомым.

Граница участков сцепления и скольжения на рис. 3, б отмечена автором. При этом важно подчеркнуть, что экспериментальная эпюра изменения удельных касательных сил на участке сцепления весьма хорошо согласуется с описываемым уравнением (17) законом изменения тангенциальных смещений, обусловленных как передачей касательной силы, так и геометрией тел.

Остановимся на оценке влияния при относительно малых продольных силах режима качения на характер износа шин. Предположим, что радиусу свободного качения колеса на рис. 3, а соответствует линия  $O-O$ . Тогда область графика, расположенная ниже линии  $O-O$  соответствует ведущему режиму, выше — ведомому.

Если в ведущем режиме радиус качения колеса определяется линией, расположенной, например, в зоне между  $1-1'$  и  $1'-1'$ , то погонные мощности трения  $N_{тр у}^{пог}$  и удельные работы трения за один оборот колеса  $A_{уд у}^{1 об}$ , характеризующие интенсивность износа, будут наибольшими для средних сечений беговой дорожки протектора. В ведомом режиме, если радиус качения определяется линией, расположенной, например, в зоне между  $2-2'$  и  $2'-2'$ , то  $N_{тр у}^{пог}$  и  $A_{уд у}^{1 об}$  будут наибольшими для крайних сечений беговой дорожки (кроме случая, когда площадка контакта имеет форму полного эллипса).

Описанная закономерность распределения удельных работ трения по ширине беговой дорожки протектора при малых продольных силах подтверждается экспериментальными данными, полученными канд. техн. наук В. И. Новопольским в Научно-исследовательском институте шинной промышленности. Испытаниям на стенде с цементобетонным покрытием бегового барабана подвергались шины для легковых автомобилей размерности 6.70—15 модели И-А14 и размерности 155—330 модели И-Л151А. При прочих равных условиях колеса нагружались последовательным рядом одинаковых крутящих и тормозных моментов, максимальный из которых не превышал 20% предельного по сцеплению.

Испытания показали, что в режиме ведущего колеса средняя часть беговой дорожки протектора изнашивается на 35—40% больше, чем ее края.

В режиме тормозящего колеса наблюдается обратная картина — износ краев беговой дорожки на 35—40% больше износа ее середины.

Различие характеров распределения интенсивностей износа по ширине беговой дорожки протектора при малых продольных силах должно отражаться и на интенсивности дальнейшего износа шины в целом. Так, более интенсивный износ средней части протектора в ведущем режиме обусловит уменьшение стрелы дуги протектора, т. е. выравнивание поперечной ширины площадки контакта для различных продольных сечений, и, как следствие, уменьшение при малых касательных силах общего значения  $N_{тр}$ , величина которой в результате приблизится к определяемой по формуле (23) для цилиндрического колеса.

1. Виравов Р. В. — «Известия вузов. Машиностроение», 1967, № 4.
2. Виравов Р. В. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 7.
3. Виравов Р. В. — «Известия вузов. Машиностроение», 1967, № 6.
4. Кнороз В., И. — «Труды лаборатории двигателей АН СССР», вып. 2. Изд-во АН СССР, 1956.
5. Виравов Р. В. — «Машиноведение», 1967, № 2.
6. Пирковский Ю. В. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 12.

УДК 629.113.012.83

## Резинокордные упругие элементы для систем автономного пневматического подвешивания

Е. П. ВИТАШЕВСКИЙ

Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт шинной промышленности

**ПРИМЕНЕНИЕ** резинокордных упругих элементов с системой питания (регулируемых подвесок) снижает требования к их герметичности, так как система питания при утечке газа из упругих элементов автоматически их подпитывает [1].

В автономных (без систем питания) системах пневматического подвешивания резинокордные элементы должны обладать высокой герметичностью, которая может быть достигнута за счет минимальной длины борта упругого элемента и напряженной посадки его бортов на арматуру, а также путем создания закрытого упругого элемента с вентилем и упругого элемента с двухъярусной конструкцией борта [2].

С этой целью разработаны и исследованы опытные образцы диафрагменных упругих элементов размера 180—200 моделей Н-10а и Н-10б для пневматического подвешивания объектов без систем питания.

Резинокордный упругий элемент модели Н-10а изготовлен из двух слоев обрезиненного капронового корда марки 12К, внутреннего герметизирующего слоя резины толщиной 1,5 мм и защитного покровного слоя резины толщиной 1 мм. Основания упругого элемента Н-10а (рис. 1) закрыты сплошными резиновыми днищами 1, имеющими внутри резиновые буфера 2, и выполнены как одно целое со стенкой упругого элемента. Борты упругого элемента расположены в днищах и выполнены в виде глухих гнезд со стальными кольцами 3. Одно из днищ (буфер) имеет конусное отверстие диаметром 12 мм для соединения внутренних полостей упругого элемента 4 и пуансона 5. Арматура пневморессоры с упругим элементом модели Н-10а состоит из пуансона 5 с вентилем 6, фланца 7 и направляющей 8. Крепление упругого элемента с арматурой безболтовое.

Фланец 7 пневморессоры конусным выступом монтируется по скользящей посадке в глухое отверстие, образованное бортом и днищем упругого элемента. Пуансон 5 имеет аналогичное соединение и, кроме того, конусным носком 9 соединяется с упругим элементом 4 по напряженной посадке с натягом 1,5—2 мм на радиус при угле конуса 7°. Направляющая 8 свободно устанавливается на упругий элемент 4 и фиксируется в исходном положении фланцем 7 пневморессоры. При такой конструкции значительно облегчается сборка пневморессоры и вместе с тем понижаются требования к точности изготовления посадочных мест арматуры.

Под действием внутреннего избыточного давления в упругом элементе усилия, действующие на стенку упругого элемента, воспринимаются стальными бортовыми кольцами 3, которые надежно удерживаются на конусных выступах 10 пуансона и фланца, а днища 1 упругого элемента 4 не растягиваются, а прижимаются к конусным выступам 10 на пуансоне и фланце (подобно камере на обод пневматической шины). Этим уве-

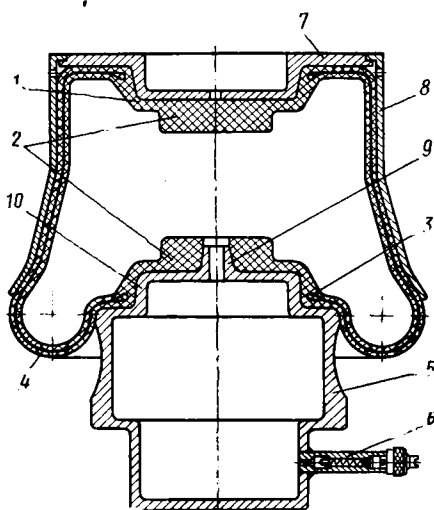


Рис. 1. Пневматическая рессора с упругим элементом модели Н-10а

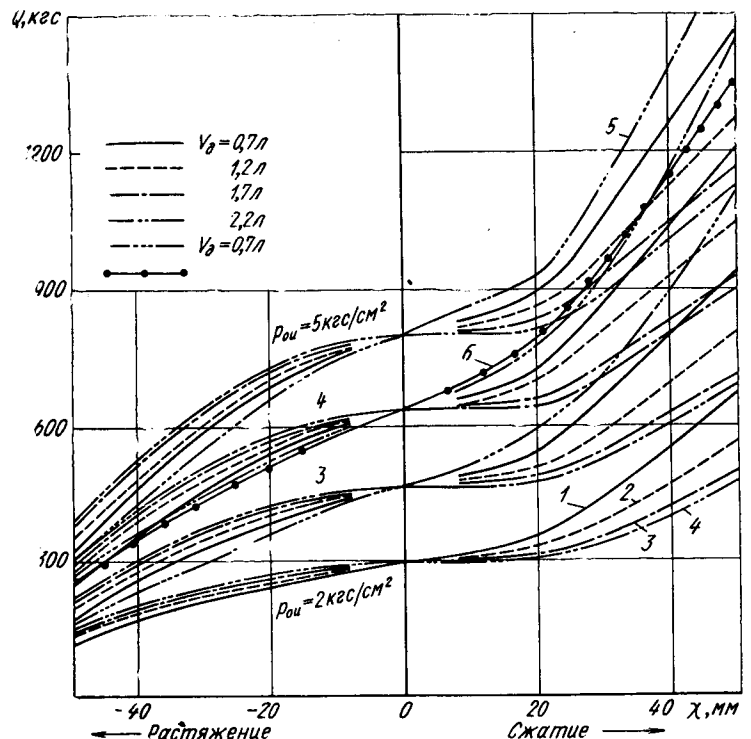


Рис. 2. Вертикальные нагрузочные характеристики пневматической рессоры с упругим элементом модели Н-10а:

1—4 — экспериментальные статические характеристики; 5 — экспериментальные динамические характеристики; 6 — расчетная динамическая характеристика

Автомобильная промышленность, № 11, 1975 г.

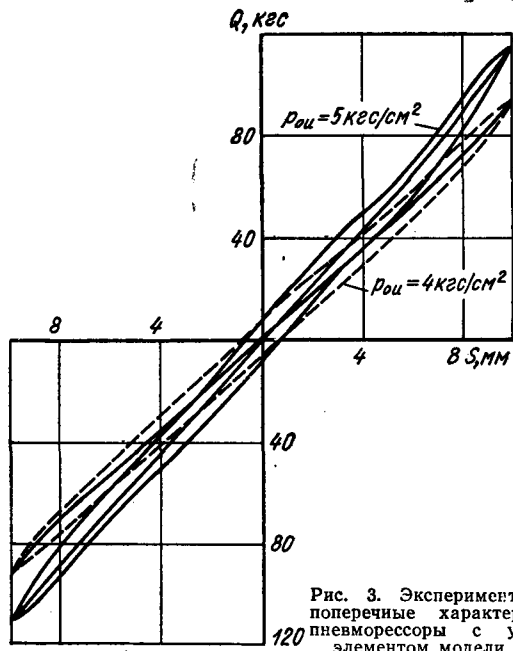


Рис. 3. Экспериментальные поперечные характеристики пневморессоры с упругим элементом модели Н-10а

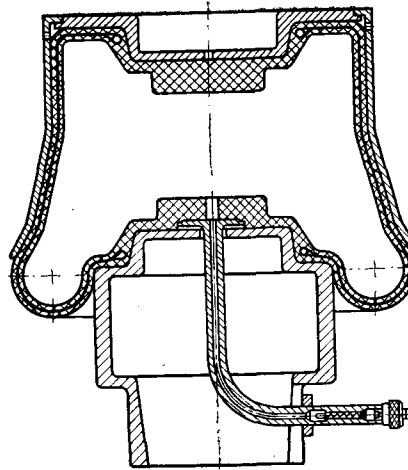


Рис. 4. Пневматическая рессора с упругим элементом модели Н-106

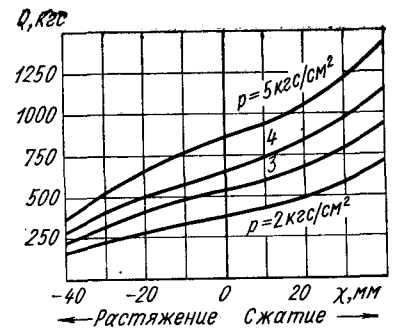


Рис. 5. Экспериментальные статические характеристики пневматической рессоры с упругим элементом модели Н-106

личивается напряжение соединения упругого элемента с пуансоном на носке 9 и плотность прилегания днищ 1 к внутренним торцам пуансона и фланца. При движении пуансона 5 (особенно по криволинейной траектории) усилия, действующие на бортовое кольцо 3, вызывают периодические деформации растяжения его, т. е. в какой-то мере ослабляют плотность прилегания борта упругого элемента к конусным выступам 10 пуансона. Следовательно, утечка воздуха через неплотности соединения борта упругого элемента с конусным выступом 10 пуансона меняется от максимальной (при сжатии упругого элемента) до минимальной (при растяжении).

Поэтому можно разделить герметичность упругого элемента на динамическую (в условиях динамического нагружения) и статическую (в условиях статического нагружения). Кроме того, ослабление плотности прилегания борта к арматуре вызывается вытяжкой бортового кольца, а также старением резины. Такой вид герметизации упругих элементов подобно бескамерным шинам применяется на практике, т. е. борт упругого элемента выполняет две функции: силовую и герметизирующую.

В предлагаемой конструкции упругого элемента модели Н-10а силовую функцию выполняет борт упругого элемента с кольцом 3 (силовой ярус борта), а функция герметизации обеспечивается напряженной посадкой резинового днища 1 на конусный носок 9 пуансона (герметизирующий ярус борта).

Утечка воздуха пневморессоры модели Н-10а не превышает 0,5 кгс/см<sup>2</sup> в течение 30 сут. испытаний. Собственный объем упругого элемента 1,6 л, объем пуансона 0,7 л.

Упругий элемент модели Н-10а допускает при наружном диаметре 180 мм и статической высоте 200 мм вертикальные деформации ±50 мм, поперечные (боковые) ±15 мм. Запас прочности упругого элемента не менее 8.

При внутренних статических давлениях в упругом элементе, равных 5, 4, 3 и 2 кгс/см<sup>2</sup> при  $V_d = 0,7$  л, статическая жесткость вблизи исходного (статического) положения составляет соответственно 35, 30, 26 и 21 кгс/см, динамическая жесткость 60, 48 и 39 кгс/см.

Нагрузочные вертикальные характеристики упругого элемента модели Н-10а в зависимости от величины объема системы приведены на рис. 2. Экспериментальные поперечные характеристики упругого элемента показаны на рис. 3.

Резинкордный упругий элемент размера 180—200 модели Н-106 (рис. 4) имеет ту же конструкцию, что и элемент модели Н-10а, но отличается тем, что выполнен закрытым, т. е. в нижней части упругого элемента введен путем вулканизации шинный вентиль типа КГ-155.

Этот упругий элемент обладает высокой герметичностью по сравнению с упругим элементом модели Н-10а. Собственный объем упругого элемента 1,6 л.

Статическая жесткость вблизи статического положения для внутренних давлений 5, 4, 3 и 2 кгс/см<sup>2</sup> составляет соответственно 90, 75, 60 и 47 кгс/см. Максимальные вертикальные деформации ±45 мм, поперечные ±15 мм.

На рис. 5 приведены нагрузочные вертикальные характеристики пневморессоры с упругим элементом модели Н-106 с цилиндрическим пуансоном.

Предлагаемые конструкции пневморессор позволяют изменить по высоте установку направляющей 8 (рис. 1) на упругом элементе 4, т. е. фиксировать ее на верхнем торце фланца 7 или на нижнем, тем самым можно увеличивать или уменьшать грузоподъемность (эффективную площадь) пневморессоры в статическом (рабочем) положении за счет изменения величины выпуклой части гофра упругого элемента при одном и том же статическом (рабочем) давлении в упругом элементе.

Расчетные вертикальные характеристики для адиабатического процесса (показатель политропы  $n=1,4$ ) построены с использованием формулы [1]

$$Q = S_9 \left[ (p_{0и} + 1) \left( \frac{V_0}{V} \right)^n - 1 \right],$$

где  $S_9 = S_{(к)}$  — текущее значение эффективной площади упругого элемента;

$X$  — деформация упругого элемента;

$p_{0и}$  — статическое (рабочее) давление воздуха в упругом элементе;

$V_0$  — начальный (внутренний) объем пневморессоры;

$V = V_{(к)}$  — текущее значение внутреннего объема пневморессоры при колебаниях.

Пневморессоры с упругими элементами моделей Н-10а и Н-106 (рис. 1 и 4) можно использовать в системах пневматического подвешивания объектов с системой подпитки и без нее.

Проведенные эксплуатационные испытания пневморессор модели Н-10а в передних независимых подвесках испытательного автомобиля среднего класса в течение 4,5 лет без системы подпитки показали их надежность в эксплуатации и высокую герметичность в различных температурных условиях.

За период эксплуатационных испытаний пневморессор установлено, что величина дополнительного статического прогиба пневморессор в течение 30 сут. их эксплуатации не превышала ±5 мм, величина падения давления составила 0,3 кг/см<sup>2</sup>. Период очередного подкачивания пневморессор составил 30—45 сут., средний пробег пневморессор — 80—90 тыс. км.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. М., Машгиз, 1963.
2. Виташевский Е. П. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 11.

## Технология и оборудование для нанесения защитных покрытий

**В. Н. УСТИНОВ**

Волжский автозавод им. 50-летия СССР

**Р**АНЕЕ автором были рассмотрены технология и оборудование, применяемое на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР для нанесения защитно-декоративных покрытий на автомобильные детали<sup>1</sup>. Рассмотрим особенности технологического процесса нанесения защитных покрытий.

**Цинкование.** Оно ведется из цианистых электролитов с блескообразующими добавками. Осадки цинка получают блестящими непосредственно из электролита и не требуют осветления перед пассивацией. Для цинкования на подвесках применяют блескообразующие добавки БЦ-1, для цинкования в барабанах — добавки ВЦ-2, выпускаемые вильнюсским заводом «Швитурист». Чтобы обеспечить работоспособность электролита, контролируют отношение цианистого натрия к цинку (2,5—3,0) и едкого натра к цинку (2,2—2,4).

**Хроматная пассивация оцинкованной поверхности** производится в растворе пассивирующей соли, выпускаемой Первоуральским хромпиковым заводом. При цинковании, а также при кадмировании применяют аноды в виде шаров диаметром 45—50 мм, загружаемых в стальные витые анодержатели. Использование шаровых анодов позволяет работать практически без отходов.

**Кадмирование.** Для чугунных деталей и деталей, работающих под нагрузкой более 80 кгс/мм<sup>2</sup>, применяется цианистый электролит с блескообразующими добавками БК-1а и ВК-1б. Пассивирующая соль используется для кадмия та же, что и при цинковании (радужная пассивация); кроме того, для некоторых деталей производится блестящая пассивация в растворе CrO<sub>3</sub> и H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>.

Детали обрабатываются на подвесках и в барабанах. В последнем случае (детали, работающие под нагрузкой 80 кгс/мм<sup>2</sup>) производится не травление в кислотах, а так называемое раскисляющее обезжиривание в щелочных растворах с цианистым натрием до 65 г/л.

**Оксидирование алюминия.** Этот процесс осуществляется в обычном сернистом электролите на подвесках из титана. Перед оксидированием детали подвергаются химическому полированию в растворе полировочного вещества А-1, разработанного НИИТавтопромом и выпускаемого опытным заводом Научно-исследовательского института по удобрениям и инсектофунгицидам им. Я. В. Самойлова. Наполнение оксидной пленки производится в дистиллированной воде.

**Фосфатирование.** Эта операция производится для облегчения условий последующей штамповки (например, кляка буфера), протягивания (в растворах с солями монофосфата цинка) и обработки деталей (в растворах с солями монофосфата марганца). Разработаны и используются отечественные препараты для фосфатирования КФЭ-1, КФЭ-2, КФЭ-3, КПФ. В состав препаратов наряду с окисью цинка или перекисью марганца входят ортофосфорная и азотная кислоты, а также какая-либо из солей: никель азотинокислый, хлорная медь, железо азотнокислое закисное. После фосфатирования детали пропитываются в масляной эмульсии или мыле (при последующем протягивании).

**Алодензация, или хроматная пассивация.** Чтобы повысить коррозионную стойкость деталей из алюминиевых сплавов, их подвергают алодензации, т. е. пассивации в фосфатно-хроматных растворах. Предварительно обезжиренные детали в растворе триагрийфосфата (4—5 г/л) пассивируются при цеховой температуре в течение 5 мин. Процессы твердого хромирования, химического лужения поршней аналогичны применяемым на отечественных заводах. Декоративное хромирование нержавеющей стали производится в саморегулирующемся электролите.

Применение готовых композиций солей удобно в работе, так как при этом сокращается время, затрачиваемое на приготовление рабочих растворов. Однако изготовление композиций целесообразно только для сравнительно простых процессов: фосфатирования, пассивирования, химического полирования, так же как и композиций блескообразующих добавок для цинкования, кадмирования, никелирования, меднения. Для блестящих декоративных покрытий приготовление готовых композиций основных солей неприемлемо, поскольку это ограничивает возможности корректировки по отдельным компонентам; композиции блескообразующих добавок должны учитывать соотношение в расходе отдельных составных частей при электролизе.

**Шлифовально-полировальное оборудование** для шлифовально-полировальных работ изготовлено английской фирмой Акме-Эфко. На полуавтоматах всех типов используется универсальная шлифовально-полировальная головка Г-4. Для обработки бесконечными абразивными лентами головка оснащается натяжным устройством, для обработки тканевыми кругами натяжное устройство отсутствует. Достоинством головки Г-4 является наличие шести степеней свободы ее перемещения, т. е. положение полировального круга или абразивной ленты изменяется в широком диапазоне. Силу прижатия круга к детали при работе можно контролировать и регулировать.

Конвейерные полуавтоматы с верхним и нижним расположением транспортной цепи по характеру перемещения деталей делятся на два типа: с копирующим устройством, которое обеспечивает поворот приспособления с деталью для обработки необходимых зон, и с поворотным индексующимся столом, где деталь или вращается на приспособлении, или движется по копиру во время обработки.

К первому типу относятся полуавтоматы для шлифования буферов с 50 головками и верхним расположением конвейера производительностью 135 буферов в час; для полирования буферов по меди с 29 головками производительностью 135 буферов в час; для шлифования кляков буферов с 39 головками и нижним расположением конвейера производительностью 340 деталей в час.

Второй тип объединяет полуавтоматы для шлифования колпаков колес с шестью головками производительностью 300 деталей в час (стол имеет восемь позиций); для шлифования ободков фар с восемью головками производительностью 260 деталей в час (стол имеет десять позиций); для шлифования рамок поворотного стекла (с тремя головками на четыре позиции) производительностью 320 деталей в час; для шлифования головок болтов крепления буфера (с тремя головками на шесть позиций) производительностью 475 деталей в час.

Двухшпиндельные шлифовально-полировальные станки выпускаются Дербентским заводом шлифовальных станков с натяжным устройством для шлифования бесконечными абразивными лентами и без натяжных устройств для полирования тканевыми кругами.

Все полуавтоматы оснащены устройствами для подачи на круги жидких абразивных и полировальных паст. Паста подается в централизованную для каждого автомата систему трубопроводов и из нее к каждому кругу. Подача пасты осуществляется насосами «Грако», а распыление производится через сопла распылителей сжатым воздухом.

При работе системы распыления пасты непрерывно циркулирует. По окончании цикла разрыхливания специальная диафрагма отключает подачу пасты, а пульверизатор некоторое время продувается воздухом во избежание загрязнения. Время разрыхливания пасты регулируется с помощью реле.

<sup>1</sup> Устинов В. Н. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 9.

На ручных двухшпиндельных станках обработку ведут только тканевыми кругами с твердыми пастами, которые наносят на круг вручную. Абразивные ленты и круги работают без пасты (исключение составляет шлифование алюминия, которое производится с укринолом).

Все шлифовальные и полуметалловальные головки оснащены вентиляционными кожухами. Воздух вместе с пылью отсасывается вентиляторами и подается на очистку в фильтры мокрой очистки, где навстречу потоку загрязненного воздуха разбрызгивается вода.

Кроме механической обработки поверхности деталей, на шлифовальных и полировальных станках осуществляется обработка мелких деталей в насыпном виде методом галтования. Детали из черных металлов галтуются для подготовки поверхности в основном к цинкованию и снятию заусенцев, а из нержавеющей стали — с целью придания поверхности декоративного блестящего вида.

На линии галтовки установлено пять барабанов типа DW-22, четыре вибрационные машины типа спиратрона ST-20, а также вибростол для отделения деталей от абразива при обработке в барабанах, камера очистки в химических растворах поверхности деталей после галтовки в спиратронах и две центрифуги для сушки деталей.

Шестигранный галтовочный барабан DW-22 имеет обычную конструкцию и футерован внутри абразивостойкой резиной.

Спиратрон представляет собой рабочую камеру улиткообразной формы, также футерованную абразивостойкой резиной. Обработываемые детали загружаются в камеру вместе с абразивом — керамическими призмами, имеющими треугольное основание. Чтобы ускорить процесс галтовки и предохранить поверхность деталей от окисления, в рабочую камеру из специальной ванны, снабженной отстойником, непрерывно насосом подается специальный состав.

Рабочая камера, установленная на пружинных опорах, благодаря работе специального электродвигателя с дисбалансом на его валу при работе непрерывно вибрирует. При этом детали вместе с абразивом кроме взаимной относительной вибрации передвигаются вдоль оси «улитки».

Во время разгрузки спиратрона на пути движения деталей устанавливают разделительную сетку, через ячейки которой абразив просыпается в рабочую камеру, а детали попадают в приемную тару.

Использование машин для галтовки позволило отказаться от ручного механического шлифования и полирования поверхности. Спиратроны аналогичной конструкции установлены в прессовых цехах завода.

Оборудование для гальванопокрытий. Основным типом автоматов для гальванопокрытий являются машины овальной формы с подъемной рамой и жестким технологическим циклом. Производительность автоматов составляет 25—100 м<sup>2</sup>/ч, или 70—160 подвесок в час, темп выхода подвесок от 42 до 103 с.

Автоматы представляют собой двухрядную машину с замкнутой транспортной трассой. Загрузка и выгрузка деталей производятся на одном месте. Технологические емкости-ванны располагаются с двух сторон от продольной оси.

Подвески с деталями навешиваются на рычаги, которые скользят по катодной шине прямоугольного сечения, образующей замкнутый овальный контур по всей машине. Основным механизмом, при помощи которого осуществляется перемещение подвесок с деталями в ваннах и из одной ванны в другую, является подъемный мост, работающий по принципу перпендикулярных перемещений. Подвески поднимаются вертикально вверх, перемещаются горизонтально на один шаг и опускаются в следующую ванну. Подъем, продольный ход и опускание подвесок производятся только в местах стыков ванн. В ваннах, где одновременно загружено несколько подвесок, их продольное перемещение осуществляется в опущенном состоянии.

Привод автомата гидравлический. Рама с подвесками поднимается при помощи двух гидравлических цилиндров со штоками, соединенными цепями с подъемным мостом. При подаче масла в цилиндр шток выдвигается и цепь поднимает мост вверх. При обратном ходе штока рама опускается в исходное положение. Во время продольного хода рама удерживается в нужном положении направляющими роликами, которые также обеспечивают точную фиксацию ее по высоте. Управление последовательностью операций гидросистемы осуществляется кулачковым регулятором, имеющим электропривод.

Каждый ход автомата ограничивается конечными выключателями. При их замыкании подается сигнал на кулачковый регулятор, происходит его поворот и начинается новый цикл движений. Полный рабочий цикл настраивается при помощи реле времени, которое выполняет заданные периоды остановки каждого цикла.

Для цинкования деталей в насыпном виде применяется колокольный автомат «Стивейс» производительностью 1200 кг/ч. Увеличение производительности достигается загрузкой в каждый колокол до 20 кг деталей. На заводе спроектирован и изготовляется колокольный автомат с загрузкой в каждый колокол до 50 кг деталей.

Колокола, изготовленные из полипропилена, имеют надежное контактное устройство и ступенчатое дно, благодаря чему достигается высокое качество и равномерность покрытия. Аноды расположены наклонно в соответствии с плоскостями колокола в рабочем состоянии.

Механизированная линия кадмирования в барабанах с электротельфером производительностью 300 кг деталей в час оснащена сборными барабанами из полипропилена, приводимыми во вращение от привода, установленного на борту ванны.

Автоматическая линия хромирования деталей из нержавеющей стали относится к типу автоматов с закрепленной кареткой (система Тодд). Производительность автомата 112 м<sup>2</sup>/ч, или 80 подвесок в час при темпе выхода 90 с. Подвески с деталями перемещаются в горизонтальном направлении с помощью двух транспортерных цепей, между которыми в направляющих закреплена каретка с рычагом, куда навешиваются подвески с деталями. Подъем и опускание подвесок на стыках ванн производится благодаря подъему и опусканию каретки по специальным направляющим устройствам. Привод автомата гидравлический.

Для пассивации деталей применяется программный автомат производительностью 5 корзин деталей в час, для фосфатирования и алоденизации — установки итальянской фирмы Очи-фел, в которых рабочие ванны располагаются в два этажа по ходу технологического процесса. Транспортная цепь обеспечивает передачу деталей от места загрузки по всему технологическому циклу. Детали навешиваются в корзинах или на специальных приспособлениях. Мелкие детали фосфатируются в барабанах.

Участок гальванопокрытия корпуса вспомогательных цехов оснащен стационарными ваннами отечественного изготовления, которые позволяют применять любые варианты технологических процессов.

Комплектуемая часть гальванического оборудования обеспечивает высокопроизводительную работу и поддержание необходимого технологического режима. Так, выпрямители тока производства американской фирмы Вестингауз позволяют плавно изменять силу тока от нуля до максимума, обеспечивают параллельную работу нескольких выпрямителей на одну ванну и регулирование силы тока сразу по всем выпрямителям. Максимальная сила постоянного тока на одну ванну составляет 50 000 А. Выпрямительные элементы — кремниевые с воздушным охлаждением и тиристорным управлением.

Наличие высокоэффективной системы фильтрации определяет успех при гальванопокрытии. Фильтры просты по конструкции и имеют большую фильтрующую поверхность (до 50 м<sup>2</sup>). Они представляют собой стальную футерованную емкость с герметически закрывающейся крышкой. Внутри расположены фильтрующие элементы, обтянутые фильтрующей полипропиленовой тканью. Система подводки электролита и установка фильтрующих элементов обеспечивают подачу электролита с внешней части элементов, сбор фильтрата во внутренней части каркаса и отвод его в систему подающих труб.

Для подогрева или охлаждения электролит непрерывно циркулирует через кожухотрубчатые титановые теплообменники противоточного типа, устанавливаемые вне рабочей ванны. С помощью автоматических и электропневматических терморегуляторов поддерживается постоянная рабочая температура растворов.

Запасные емкости для слива и приготовления электролитов с системой трубных разводок позволяют при профилактике или при аварийном состоянии слить все растворы из автомата. Емкости выполнены стальными и футерованы специальным материалом телковинном.



# Применение электроосаждения для окраски малогабаритных топливных баков

Ю. М. КОВАЛИСКО, Г. Я. ЕГОРОВ, И. Л. УРИЦКИЙ,

Л. Я. НИТКА, Р. В. СИДОР, З. А. БУРЗАН

ЭКТИавтопром, Львовский мотозавод

**Р**ОСТ выпуска мопедов, увеличение их экспорта требуют улучшения качества, повышения надежности и продления срока службы топливных баков, а также уменьшения затрат на их ремонт и замену. Кроме того, для автомобильной промышленности перспективным является решение проблемы замены оцинкованной стали, из которой в настоящее время изготавливают топливные баки, малоуглеродистой сталью.

Антикоррозионная защита топливных баков, изготовленных из малоуглеродистой стали, выполняется путем нанесения на их внутреннюю и наружную поверхность лакокрасочного покрытия методом электроосаждения [1 и 2]. Электроосаждение позволяет получить плотное, беспористое, без пузырей, подтеков и прочих поверхностных дефектов покрытие и, что самое важное, дает возможность почти полностью механизировать процесс подготовки поверхности, окраски и сушки при серийном или массовом производстве изделий. Полученные покрытия обладают не только повышенной коррозионной стойкостью, но и высокими физико-механическими показателями.

Ускоренное развитие технологии электроосаждения, усовершенствование оборудования, разработка и выпуск новых водоразбавляемых лакокрасочных материалов, обладающих требуемым комплексом свойств, позволили быстро внедрить этот метод в производство и, в частности, применять для окраски топливных баков. В 1965 г. на заводе английской фирмы Бритиш Стил Пресст Лтд. была введена в эксплуатацию механизированная линия окраски баков электроосаждением производительностью 75 баков в час [3—5].

В лаборатории лакокрасочных покрытий ЭКТИавтопрома проведены экспериментальные работы по окраске внутренних и наружных поверхностей топливных баков мопеда «Верховина-4» производства Львовского мотозавода. Емкость баков 5 л. Целью работ было установление оптимальных режимов электроосаждения и определение качественных характеристик полученного покрытия.

В качестве лакокрасочного материала применяли водоразбавляемую грунтовку ФЛ-093 серого цвета (ТУ 6-10-889—71). Технологические параметры рабочего раствора грунтовки и процесса электроосаждения поддерживали в процессе работы в оптимальном диапазоне [6].

Работы проводили на экспериментальной установке электроосаждения. В комплект ее входит ванна окраски емкостью 1,3 м<sup>3</sup> с циркуляционным насосом и фильтровальным узлом, а также источник постоянного тока на кремниевых диодах ВК-2-200, обеспечивающий плавное регулирование напряжения в диапазоне от 0 до 250 В.

Технологический процесс окраски осуществлялся в ваннах окунания по следующей схеме:

- 1) обезжиривание в растворе КМ-1 (ТУ 6-11-213—71) концентрацией 5 г/л в течение 5 мин при температуре 70—80°C;
- 2) промывка в горячей воде в течение 2 мин при температуре 60—70°C;
- 3) промывка в деионизированной воде в течение 2 мин при температуре 18—20°C;
- 4) обдув бака очищенным сжатым воздухом для удаления капель воды;
- 5) промывка окрашенной поверхности в водопроводной воде в течение 2 мин;
- 6) промывка в деминерализованной воде в течение 2 мин;
- 7) обдув в течение 2 мин окрашенной поверхности очищенным воздухом для удаления капель воды;
- 8) терморадикационно-конвекционная сушка при температуре 180—200°C в течение 25—30 мин.

Основными параметрами технологического процесса окраски являются напряжение 80—130 В между внутренней поверхностью бака и дополнительным электродом, напряжение 70—100 В между корпусом ванны (катодом) и наружной поверхностью бака, плотность тока 30—40 А/м<sup>2</sup>, время окраски 120 с.

Качество окрашенной поверхности оценивали визуально: определяли отсутствие поверхностных дефектов типа шагреня, напылов, кратеров, сорности, непрокрашенных мест и др.

Специфика окраски заключается в том, что бак представляет собой полое тело, доступ к внутренней поверхности кото-

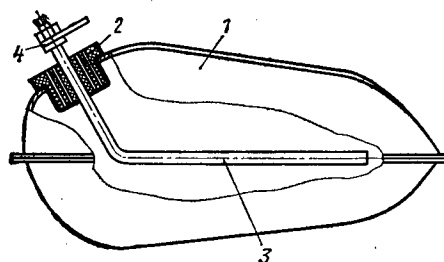
рого ограничен несколькими отверстиями небольшого диаметра. Поэтому силовые линии электрического поля, под воздействием которых образуется лакокрасочное покрытие, экранируются и не могут проникнуть во внутреннюю полость, в результате чего она оказывается неокрашенной. Для окраски внутренней поверхности необходимо в полости бака создать автономное электрическое поле. Это достигается введением внутрь бака дополнительных электродов, которые при введении их «вслепую» в полость должны расположиться симметрично по отношению к стенкам бака. Был разработан электрод, форма которого определялась конструкцией бака. Электрод представляет собой медную или латунную трубку, которая закрепляется во входном отверстии бака и фиксируется пластмассовой пробкой с отверстиями для заливки и слива лакокрасочного материала. Места возможного контактирования электрода с поверхностью бака изолируются диэлектрическим материалом. На рисунке показано расположение дополнительного электрода в полости топливного бака.

Окраску внутренней и наружной поверхности топливных баков выполняли отдельно, поскольку напряжение, как показали исследования, между корпусом бака и дополнительным электродом в 1,2—1,5 раза больше, чем между корпусом бака и ванной (катодом). Такие особенности проведения процесса вызваны неодинаковым соотношением площади дополнительного электрода и корпуса бака, поэтому добиться одновременно одинаковых оптимальных электрических параметров электроосаждения снаружи и внутри очень трудно. В случае применения двух источников питания процесс окраски можно проводить одновременно при различных напряжениях снаружи и внутри бака.

Окраску баков проводили в режиме постоянного напряжения при различных его величинах и выдержке. Во избежание больших токовых перегрузок источника в начальный период окраски напряжение поднимали постепенно до требуемой величины трансформатором РТТ 25/05 с подвижными обмотками. Время установления заданного напряжения составляло 5—10 с.

Большие трудности при окраске внутренней поверхности вызывают воздушные пузыри, образующиеся в баке при заполнении и вследствие электролиза раствора лакокрасочного материала. В результате этого места локального нахождения пузырей остаются неокрашенными. В процессе окраски применяли качание погруженного бака, при этом местонахождение пузырей менялось, что позволяло образовываться покрытию в местах их предшествующего пребывания.

Подъемная сила, которой обладает полый бак, препятствует быстрому погружению его в лакокрасочный материал в свободном состоянии. Время погружения бака в этом случае зависит от объема диаметра отверстий, через которые происходит заполнение лакокрасочным раствором. Время погружения можно уменьшить путем закачивания раствора или принудительным погружением бака, что также ускорит процесс заполнения внутренней полости. Для топливных баков мопедов время заполнения грунтовкой составляло 20—25 с, время опорожнения 5—10 с. Жесткое крепление баков осуществлялось на специальной подвеске. В ванну бак погружался большим входным отверстием, через которое заливался раствор грун-



Расположение дополнительного электрода в полости бензобака мопеда «Верховина-4»: 1 — корпус бака; 2 — фиксирующая пробка; 3 — дополнительный электрод; 4 — токопровод

Толщина при подвесе стальные стержни находившиеся в самой нижней точке бака, что позволило полностью удалить грунтотку и получить качественное покрытие.

Визуальный осмотр окрашенной поверхности (часть баков была разрезана) показал, что качество покрытия удовлетворительное, покрытие сплошное, без подтеков, шагрени, кратеров и прочих поверхностных дефектов, но с незначительной сорностью. Дефект вызван, очевидно, наличием механических частиц, образовавшихся при сварке, которые при подготовке поверхности очень трудно удалить полностью. Толщина покрытия на наружной поверхности составляла 30—40 мкм, на внутренней 15—25 мкм.

Физико-механические показатели покрытия следующие:

Прочность пленки на удар по прибору У-1 (ГОСТ 4765—73) в кгс · см . . . 50  
Прочность пленки при изгибе по шкале ШГ (ГОСТ 6806—73) в мм . . . 1  
Адгезия пленки к подложке (ГОСТ 15140—69) в баллах . . . . . 1

Для дорожных испытаний выборочно были взяты два серийных бака с окрашенными методом электроосаждения внутренними поверхностями и установлены на мопеды «Верховина-4». Проведение испытаний полностью соответствовало ГОСТ 6252—71 «Мотоциклы, мотороллеры, мопеды. Методы испытаний». Обслуживание во время испытаний соответствовало заводской инструкции. В качестве топлива применяли смесь бензина А-72 и автола АК-10 в пропорции 25:1. Пробеговые испытания мопеда проводили в районе Львова. Общий пробег составил 6875 км у мопеда № 1, 7120 км у мопеда № 2.

Результаты дорожных испытаний представлены в таблице.

Мопед «Верховина-4»	Дорога	Пробег в км	Средняя скорость в км/ч
№ 1	С асфальтовым покрытием	3156	27,5
	Бульжная мостовая	1975	22,0
№ 2	Проселочная	1744	18,5
	С асфальтовым покрытием	3375	28,0
	Бульжная мостовая	1916	21,5
	Проселочная	1729	19,0

После дорожных испытаний опытные топливные баки были сняты с мопедов. Для проверки качества защитного покрытия внутренней поверхности баки были разрезаны. Визуальный осмотр показал, что лакокрасочное покрытие находится в удовлетворительном состоянии без видимых повреждений.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Портянко А. А. и др. — «Техника в сельском хозяйстве», 1971, № 1.
2. Ковалиско Ю. М., Ищенко В. Г., Шевченко В. Д. — «Технология и организация производства», 1974, № 3.
3. „Product Finishing“, 1965, № 5.
4. „Mass Production“, 1965, № 5.
5. „Metallworking Production“, 1964, № 26.
6. Егоров Г. Я. и др. — «Технология и организация производства», 1973, № 1.

УДК 621-78.019.9

## Оценка качества нитроцементованного слоя по тройным диаграммам прокаливаемости

В. А. ОЛОВЯНИШНИКОВ, В. М. ЗИНЧЕНКО

НИИТавтопром

**РАСПРОСТРАНЕНИЮ** нитроцементации в практике термической обработки автомобильных деталей способствовали результаты некоторых исследований, на основе которых, например, установлена более высокая износостойкость азотистой мартенситно-аустенитной структуры по сравнению со структурой, получаемой при цементации [1]. Кроме того, пониженная по сравнению с цементацией температура процесса нитроцементации позволяет получать детали с меньшими деформациями [2 и 3], что делает этот процесс более технологичным, снижает себестоимость продукции и повышает долговечность деталей.

Имеются данные, согласно которым азот, увеличивая устойчивость переохлажденного аустенита, тем самым повышает прокаливаемость упрочненного слоя. В то же время на практике часто сталкиваются с различными дефектами микроструктуры нитроцементованного слоя, образование которых сопровождается понижением твердости.

В большинстве случаев наличие дефектов объясняют специфическим действием азота на фазовый состав поверхностных участков слоя.

Таким образом, несмотря на то, что концентрация азота существенно влияет на качество и работоспособность нитроцементованного слоя, изучению этого вопроса уделяется еще недостаточно внимания.

Влияние концентрации азота на прокаливаемость нитроцементованного слоя изучали на сталях 25ХГТ и 25ХГМ, химический состав которых приведен в таблице.

Компоненты	Содержание компонентов в % в сталях	
	25ХГТ	25ХГМ
C	0,23	0,23
Si	0,17	0,18
Mn	0,89	1,08
Cr	1,07	1,02
Mo	—	0,23
Ti	0,10	—
Ni	0,07	0,01
S	0,01	0,014
P	0,04	0,045

При определении прокаливаемости нитроцементованного слоя использовали стандартный образец для торцевой закалки. Чтобы установить зависимость между скоростью охлаждения и твердостью нитроцементованного слоя при различном содержании углерода и азота, полученные данные были представлены графически в координатах концентрация углерода — расстояние от охлаждаемого торца образца. Концентрация азота при этом также откладывается по оси ординат в соответствии с данными кривой распределения углерода и азота по глубине слоя. Это значит, что каждому содержанию углерода в нитроцементованном слое соответствует определенная концентрация азота, характерная только для данного режима химико-термической обработки. Благодаря этому двойные диаграммы изотвердости нитроцементованного слоя менее универсальны по сравнению с аналогичными диаграммами, построенными для стали в цементованном состоянии.

Чтобы в чистом виде выявить влияние концентрации азота на прокаливаемость нитроцементованного слоя, был проведен эксперимент, конечной целью которого являлось построение тройных диаграмм изотвердости в координатах концентрация углерода — концентрация азота — расстояние от охлаждаемого торца. Для этого была проведена химико-термическая обработка по 20 режимам с различными добавками аммиака и метана, что позволило изучить влияние концентрации азота на прокаливаемость нитроцементованного слоя, в котором концентрации углерода и азота изменяли от 0,4 до 0,9% и от 0,05 до 0,55% соответственно.

При этом глубина снимаемого при шлифовании торцовых образцов слоя была назначена в соответствии с кривыми распределения азота таким образом, чтобы при последующем исследовании получить данные о твердости различных слоев образца, содержащих одну из следующих концентраций азота: 0,05; 0,15; 0,25; 0,35; 0,45 и 0,55%.

Однако построение и практическое использование тройных диаграмм затруднительно. Целесообразнее пользоваться их сечениями для определенного содержания азота или одной скорости охлаждения.

Представив полученные экспериментальные данные в координатах концентрация углерода — расстояние от охлаждаемого торца, фактически получаем сечения тройной диаграммы по

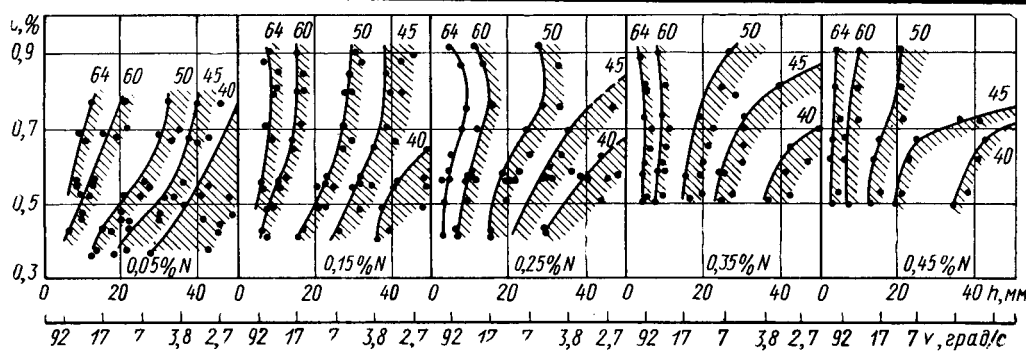


Рис. 1. Сечения тройной диаграммы изотвердости стали 25ХГТ, соответствующие различным концентрациям азота

плоскостям, соответствующим указанным выше концентрациям азота.

На рис. 1 представлены такие данные для нитроцементованного слоя стали 25ХГТ, которые позволяют оценить влияние концентрации углерода и азота на скорость охлаждения, необходимую для получения различной твердости в упрочненном слое. Эти же данные, но для одного значения твердости HRC 60 приведены на рис. 2, а и для сравнения аналогичные данные по стали 25ХГМ — на рис. 2, б. При этом на рис. 2 объединены только левые границы полос разброса экспериментальных данных, представленных на рис. 1, что соответствует для каждой полосы наибольшей скорости охлаждения и, следовательно, гарантирует получение выбранного значения твердости.

На рисунках приведены также экспериментальные данные, показывающие, при какой концентрации углерода и скорости охлаждения для этих сталей будет получена твердость HRC 60 в цементованном состоянии. Температура цементации, как и нитроцементации, составляла в экспериментах 860—870°C.

Изменение скорости охлаждения, необходимой для получения твердости HRC 60 в зависимости от концентрации азота, показано на рис. 3. Данные по прокаливаемости цементованного слоя на этом графике отложены на оси ординат.

Экспериментальные данные, представленные в таком виде, дают возможность более полно оценить влияние концентрации азота на прокаливаемость упрочненного слоя.

Сталь 25ХГМ при сравнении со сталью 25ХГТ как в цементованном, так и в нитроцементованном состоянии обладает более высокой прокаливаемостью. На это указывает относительное расположение линий одинаковой твердости на диаграммах (рис. 2 и 3). Для стали 25ХГМ твердость HRC 60, как следует из графиков, можно получить при более низких скоростях охлаждения или при меньшем содержании углерода по сравнению со сталью 25ХГТ.

С точки зрения влияния концентрации азота на прокаливаемость упрочненного слоя полученные результаты указывают на сложную зависимость, характер которой определяется концентрацией углерода в слое. Например, графики, представленные на рис. 3, можно разбить на две зоны. При низком содержании углерода в слое (до 0,45 и 0,65% для сталей 25ХГМ и 25ХГТ соответственно) дополнительное легирование азотом увеличивает прокаливаемость. При более высоком содержании углерода (более 0,65 и 0,75% для сталей 25ХГМ и 25ХГТ соответственно) даже небольшие концентрации азота (0,05%)

существенно повышают прокаливаемость. При этом дальнейшее увеличение концентрации азота в слое еще больше усиливает этот эффект.

Таким образом, рассмотренные сечения тройных диаграмм (рис. 2) и полученные с их помощью данные (рис. 3) содержат информацию о прокаливаемости упрочненного слоя в зависимости от скорости охлаждения.

На рис. 4 представлены сечения тройных диаграмм для определенной скорости охлаждения. Для анализа выбрана скорость охлаждения  $\sim 30$  град/с, соответствующая расстоянию от охлаждаемого торца  $h=10$  мм. Эта скорость охлаждения характерна для поверхностных слоев большой группы средненагруженных деталей (шестерен и валов коробов передач автомобилей средней грузоподъемности), которые подвергаются цементации и нитроцементации с непосредственной закалкой в безмуфельных агрегатах.

Пользуясь такими диаграммами, легко установить для определенной скорости охлаждения области концентраций углерода и азота в упрочненном слое, обеспечивающие необходимую твердость.

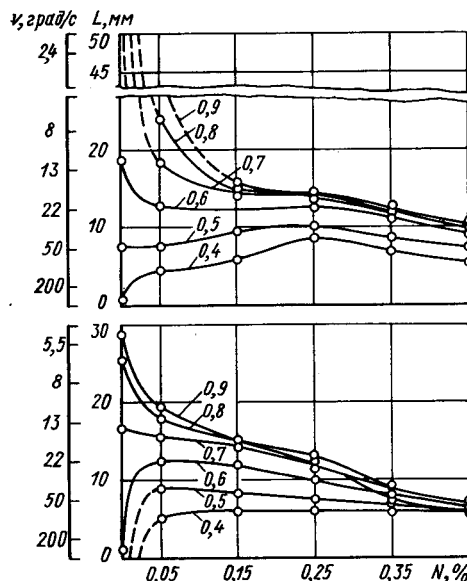


Рис. 3. Влияние концентрации азота и углерода на скорость охлаждения при температуре 700°C, необходимую для получения упрочненного слоя с твердостью HRC 60 (L — расстояние от охлаждаемого торца; цифры обозначены концентрации углерода)

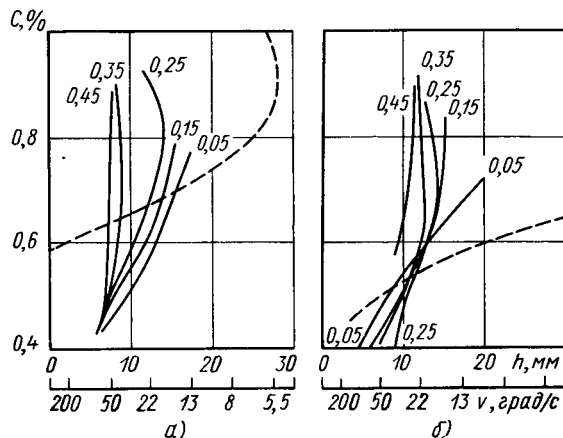


Рис. 2. Связь между содержанием углерода и скоростью охлаждения  $v$  при содержании азота 0,05; 0,15; 0,25; 0,35 и 0,45% для твердости упрочненного слоя HRC 60 (штриховая линия — цементация)

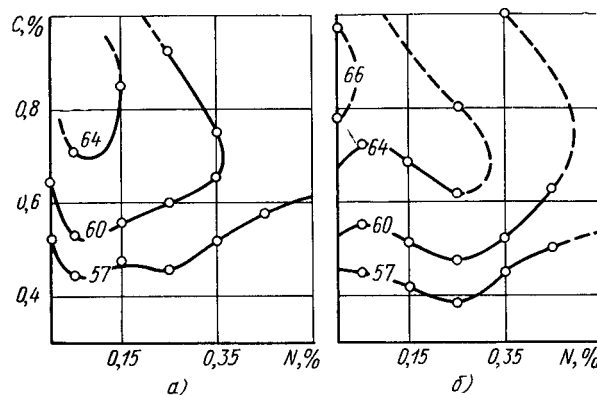


Рис. 4. Сечения тройных диаграмм изотвердости для сталей 25ХГТ (а) и 25ХГМ (б), соответствующие скорости охлаждения упрочненного слоя  $\sim 30$  град/с

Таким образом, изучение прокаливаемости нитроцементованного слоя и влияния различных факторов на эту характеристику с помощью тройных диаграмм изотвердости и их сечений, проведенных в различных плоскостях, представляет большой практический интерес.

Этот метод позволяет определить ряд технологических параметров процесса нитроцементации, ответственных за качество продукции. Так, при известной скорости охлаждения и заданной кривой распределения твердости по сечению, которая выбрана исходя из условий работы детали, можно определить необходимое распределение углерода и азота по глубине слоя, а одновременно и минимальные концентрации этих элементов, обеспечивающие требуемую эффективную глубину упрочненного слоя. При этом диаграмма изотвердости позволяет определить оптимальные поверхностные концентрации углерода и азота, при которых исключено образование дефектов микро-

структуры и повышенного количества остаточного аустенита.

Если оптимальные концентрации углерода и азота не обеспечиваются при данной скорости охлаждения необходимой твердости, а интенсивность охлаждения при закалке уже достаточно высока, то диаграммы изотвердости помогут подобрать для данной детали другую марку стали, обладающую менее высокой критической скоростью закалки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Прженосил Б. Нитроцементация. Л., «Машинностроение», 1969.
2. Козловский И. С. Химико-термическая обработка шестерен. М., «Машинностроение», 1970.
3. Шубин Р. П., Приходько В. С. Технология и оборудование термического цеха. М., «Машинностроение», 1971.

УДК 621.923.04.5

# О рациональной технологии окончательной абразивной обработки точных цилиндрических деталей в массовом производстве

Канд. техн. наук А. Э. ИСАКОВ

НИИТавтопром

**Т**ОЧНОСТЬ и шероховатость рабочих поверхностей основных деталей автомобиля регламентированы соответствующими государственными стандартами. Так, шероховатость шеек коленчатых и распределительных валов находится в пределах 8—10-го классов, поршневых пальцев — 10-го класса, кулачков распределительных валов — 8-го класса. Точность формы задается нецилиндричностью — комплексным показателем, основными составляющими которого являются некруглость, непрямолинейность и конусообразность. Для шеек коленчатых и распределительных валов нецилиндричность не должна превышать 0,005 мм.

Высокие требования к качеству рабочих поверхностей, а также ограничения, накладываемые необходимостью обеспечить наивысшую производительность, предопределили типовой процесс окончательной обработки, заключающийся в однократном или двукратном шлифовании и отделке — суперфинишировании и полировании.

Рассмотрим технологические возможности каждой из этих операций, чтобы выявить наиболее рациональную область их использования. Шлифование применяется для повышения точности размера и формы, уменьшения шероховатости, суперфиниширование — для уменьшения шероховатости, удаления дефектного слоя с рабочей поверхности и некоторого уменьшения некруглости, полирование целесообразно применять для снижения шероховатости до 9—11-го классов. Необходимость в каждой из перечисленных операций и требования, предъявляемые к ним, определяются, как правило, конкретными условиями, на основе опыта технолога.

Была предпринята попытка аналитически обосновать технологические возможности указанных операций и соответственно предъявляемые к ним требования.

В результате обследования в 1965—1973 гг. нескольких тысяч различных деталей (коленчатых и распределительных валов, поршневых пальцев, клапанов, толкателей клапанов и др.) на Горьковском автомобильном и Мелитопольском моторном заводах получен статистический материал, который лег в основу исследования.

В дальнейшем для иллюстрации высказываемых положений будем ссылаться на материалы по коленчатому валу, требования к шейкам которого с известным допущением можно принять за типовые: нецилиндричность 0,005 мм, шероховатость  $\nabla 9$  для грузовых автомобилей и  $\nabla 10$  для легковых автомобилей.

Рассмотрим полигоны распределений некруглости (рис. 1), непрямолинейности (рис. 2), конусообразности (рис. 3) и шероховатости (рис. 4) коренных шеек коленчатых валов двигателя МеМЗ-968 после шлифования и суперфиниширования. Результаты статистической обработки исследуемых вариационных рядов представлены в табл. 1. Для удобства статистической обработки значения шероховатости были закодированы (табл. 2).

Доверительные интервалы рассчитывали с доверительной вероятностью  $a=0,95$ , а процент отклонения от нормального закона распределения находили по формуле<sup>1</sup>

$$n = \frac{|0,8 - a| \sigma}{0,8} 100\% \quad (1)$$

Из табл. 1 видно, что стабильность окончательного шлифования выше, чем суперфиниширования. Об этом свидетель-

<sup>1</sup> Исаков А. Э., Комиссаржевская В. Н. Исследование изменения твердости деталей в процессе абразивной обработки. — «Труды НИИТавтопрома», 1971, вып. 1.

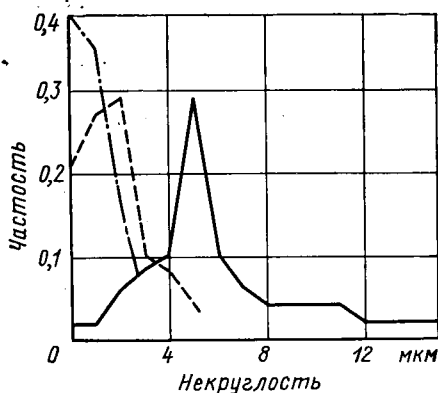


Рис. 1. Полигоны распределений некруглости коренных шеек коленчатых валов двигателя МеМЗ-968 после предварительного (сплошная линия), окончательного шлифования (штриховая линия) и суперфиниширования (штрихпунктирная линия)

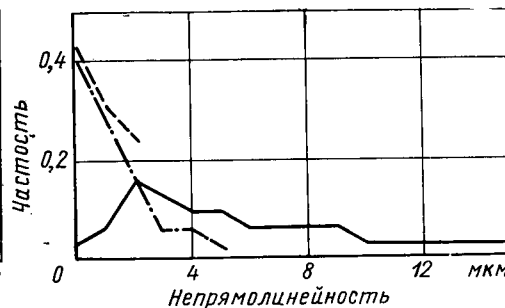


Рис. 2. Полигоны распределений непрямолинейности коренных шеек коленчатых валов двигателя МеМЗ-968 после предварительного, окончательного шлифования и суперфиниширования (обозначения те же, что на рис. 1)

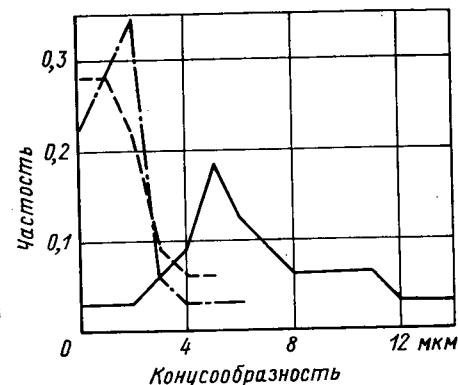


Рис. 3. Полигоны распределений конусообразности коренных шеек коленчатых валов двигателя МеМЗ-968 после предварительного, окончательного шлифования и суперфиниширования (обозначения те же, что на рис. 1)

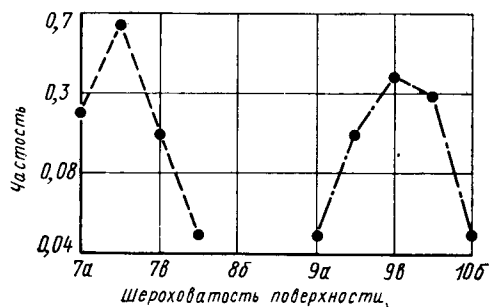


Рис. 4. Полигоны распределений шероховатости поверхности коренных шеек коленчатых валов двигателя МемЗ-968 после окончательного шлифования и суперфиниширования (обозначения те же, что на рис. 1)

ствуют среднеквадратичные отклонения  $\sigma$  и доверительные интервалы. Учитывая, что 99% значений рассматриваемого распределения находится в пределах  $6\sigma$ , то, например, для распределения некруглости после суперфиниширования получим  $6\sigma = 6 \cdot 1,1 = 6,6$ , тогда как максимально допустимая нецилиндричность составляет 5 мкм. Опираясь указанными цифрами, нетрудно рассчитать процент брака.

Уменьшения процента брака можно достигнуть двумя путями: повышением точности обработки детали на предшествующей операции или увеличением точности и стабильности самой операции.

Таблица 1

Показатели	Среднее арифметическое значение $\bar{x}$	Среднеквадратичное отклонение $\sigma$	Доверительный интервал $\pm \Delta$	Процент отклонения от нормального закона распределения
Некруглость в мкм после операции:				
предварительного шлифования	6,0	3,3	1,21	5,4
окончательного шлифования	1,7	1,34	0,49	2,9
суперфиниширования	1,15	1,1	0,40	1,4
Конусообразность в мкм после операции:				
предварительного шлифования	6,6	3,4	1,25	0,8
окончательного шлифования	1,5	1,4	0,51	0
суперфиниширования	1,6	1,5	0,55	11,0
Непрямолинейность в мкм после операции:				
предварительного шлифования	5,8	4,0	1,46	4,6
окончательного шлифования	0,8	0,8	0,29	9,4
суперфиниширования	1,2	1,35	0,49	7,5
Шероховатость в кодовых единицах после операции:				
окончательного шлифования	5,0	1,3	1,83	3,7
суперфиниширования	12,1	0,94	0,42	3,7

Выполним расчет необходимой стабильности процесса суперфиниширования, исходя из заданного допуска на нецилиндричность 5 мкм. В качестве аксиомы примем, что в балансе отклонений, характеризующих нецилиндричность деталей после суперфиниширования, 50% составляют отклонения по круглости, 30% — по конусообразности и 20% — по прямолинейности. Это допущение сделано на основании измерений достаточно большого количества деталей и объясняется тем, что в случае окончательного шлифования при правильной настройке станка отклонения по конусообразности и прямолинейности малы и, что очень важно, управляемы; величина некруглости, зависящая от жесткости станка, режимов и многих других факторов, в условиях массового производства принципиально больше величин прямолинейности и конусообразности, которые при суперфинишировании остаются без изменения.

На основании принятой аксиомы коэффициент перекрытия  $K_p$ , учитывающий наличие в измеряемой области прочих откло-

Таблица 2

Класс шероховатости	Кодовое обозначение	Класс шероховатости	Кодовое обозначение
4	7а	10	9а
5	7б	11	9б
6	7в	12	9в
7	8а	13	10а
8	8б	14	10б
9	8в	15	10в

нений формы, будет равен 0,5 для расчета некруглости, 0,3 — конусообразности и 0,2 — прямолинейности.

Чтобы обеспечить бездефектное производство, необходимо, чтобы

$$6\sigma \leq K_p K_n 5 \text{ мкм}, \quad (2)$$

где  $K_n = 0,9$  — коэффициент запаса точности.

Из условий формулы (2) следует, что для распределений некруглости  $\sigma \leq 0,375$ , конусообразности  $\sigma \leq 0,225$  мкм, прямолинейности  $\sigma \leq 0,15$  мкм.

Очевидно (табл. 1), что столь малые значения  $\sigma$  обеспечить в массовом производстве на существующем суперфинишном оборудовании не представляется возможным. Поэтому, несмотря на достаточно высокую точность деталей, определяемую средним арифметическим значением отклонений, разброс этих значений, и, следовательно, нестабильность процесса приводят к необходимости улучшения качества обработки на операциях предварительного и окончательного шлифования.

Приведенные выше расчеты основаны на подчинении рассматриваемых полигонов закону нормального распределения, о чем свидетельствуют величины  $n$ , которые не превышают 11%.

Рассмотрим требования к детали после окончательного шлифования. Поскольку, как уже было указано выше, суперфиниширование не вносит существенных изменений в конусообразность и прямолинейность обрабатываемой поверхности, то допускаемый разброс для этих элементов после окончательного шлифования определяется среднеквадратичными значениями  $\sigma$ , полученными для суперфиниширования, а допускаемые средние величины отклонений с учетом коэффициента  $K_p$  равны соответственно 1,5 и 1 мкм. Обеспечить столь малые величины можно за счет правильной настройки станка и автоматической правки круга алмазным инструментом. Учитывая, что при суперфинишировании, особенно с кинематическим замыканием системы брусок — изделие, некруглость уменьшается примерно на 50%, допускаемая некруглость после окончательного шлифования составит  $1,5 \times 2,5 \leq 3,75$  мкм. При этом допуск на нецилиндричность равен  $1,5 \text{ мкм} + 1 \text{ мкм} = 2,5 \text{ мкм} \leq 6,25 \text{ мкм}$ .

Рассмотрим изменение шероховатости шеек после шлифования и суперфиниширования (табл. 1). После шлифования класса шероховатости поверхности шеек колеблется от  $\nabla 7а$  до  $\nabla 8а$ , средний класс шероховатости равен  $\nabla 7б$ , после суперфиниширования общий разброс значений шероховатости отмечается в пределах  $\nabla 9а - \nabla 10б$  и средний класс шероховатости равен  $\nabla 9в$ , т. е. уменьшение шероховатости произошло более чем на два класса. Однако полученная в результате суперфиниширования шероховатость шеек не удовлетворяет требованию чертежа ( $\nabla 10а - \nabla 10б$ ) как по абсолютной величине, так и по разбросу. Практика применения суперфиниширования показала, что в условиях массового производства оно позволяет стабильно уменьшать шероховатость поверхности не более чем на полтора-два класса. Поэтому необходимо окончательное шлифование выполнять таким образом, чтобы нижней границей получаемой после него шероховатости был бы класс  $\nabla 8а$ , но, учитывая увеличение разброса значений шероховатости поверхности после суперфиниширования на один разряд, необходимо эту нижнюю границу сместить на один разряд вправо, до класса  $\nabla 8б$ . Очевидно, что достижение столь малого значения шероховатости поверхности при шлифовании, непосредственно после токарной обработки, весьма затруднительно.

Уменьшения шероховатости поверхности можно достичь введением дополнительной операции шлифования или калибрования, либо операций полирования после суперфиниширования, а в ряде случаев в зависимости от конкретных условий обработки и требований и качеству продукции — и того и другого.

Результаты проведенной работы показывают, что для достижения нецилиндричности 5 мкм и шероховатости поверхности детали  $\nabla 9 - \nabla 10$  после окончательного шлифования некруглость детали не должна превышать 3,75 мкм, конусообразность 1,5 мкм, прямолинейность 1 мкм, а шероховатость поверхности — находиться в пределах  $\nabla 8а - \nabla 9а$ .

После суперфиниширования конусообразности и прямолинейности должны остаться без изменения, максимальная некруглость — уменьшиться до 2,5 мкм, а шероховатость поверхности — увеличиться на полтора-два класса. При этом процесс суперфиниширования должен быть построен таким образом, чтобы среднеквадратичные отклонения значений некруглости, конусообразности, прямолинейности не превышали соответственно 0,375; 0,225 и 0,15 мкм.

Выполнение указанных рекомендаций является необходимой предпосылкой для гарантированного выпуска бездефектной продукции, а применение предложенной методики расчета позволяет определить требования, предъявляемые к каждой операции в технологической цепочке при обработке других деталей, с другими требованиями по точности и шероховатости поверхности.

## ЭЛЕКТРОМОБИЛИ ЗА РУБЕЖОМ

**ТОПЛИВНЫЙ** кризис, охвативший страны капиталистического мира, влияет на направление развития автомобильной техники, эволюцию типажа автомобилей и их двигателей. Мероприятия автомобильных фирм направлены на уменьшение расхода дефицитного и дорогого топлива, прежде всего за счет улучшения топливной экономичности автомобилей массового производства. Наблюдается также тенденция к переходу на производство экономичных легковых автомобилей малого веса с двигателями меньшего рабочего объема и меньшей мощности по сравнению с распространенными в настоящее время автомобилями среднего и дорогого классов. Для США, например, характерен массовый выпуск особо экономичных малолитражных ранее не изготавливавшихся в стране автомобилей «Пинто» и «Вега». По этим же причинам вынужденной экономии топлива отмечается снижение мощности двигателей у моделей дорогих автомобилей 1975 г., выпускаемых в США. Кроме того, вводится ограничение скоростей движения дорожного транспорта.

В ведущих капиталистических странах — США, Япония, Англия, ФРГ в больших масштабах и со значительными капиталовложениями ведутся экспериментальные и научно-исследовательские работы по изысканию и разработке новых источников энергии и новых силовых агрегатов, способных заменить современные двигатели внутреннего сгорания, работающие на жидком топливе. Однако перспективный двигатель Стирлинга, установив с топливными элементами, газотурбинные и паровые двигатели для легковых автомобилей являются в настоящее время проблемными, они изучаются и совершенствуются, но пригодность их для широкого применения на автомобильном транспорте пока не вполне ясна. Этот вопрос будет решен не ранее 1980 г.

Анализируя сравнительные технические и экономические показатели различных видов автотранспорта, особенно перспективных, необходимо учитывать степень их токсического действия на окружающую среду, охрана которой стала обязательным требованием для современного дорожного транспорта.

Среди новых видов транспортных установок, предназначенных для замены автомобилей с двигателем внутреннего сгорания, особое место занимают электромобили, т. е. автомобили, у которых для привода ведущих колес используется электрическая энергия, получаемая от аккумуляторной батареи.

Аккумуляторные автомобили появились в то же время, что и автомобили с карбюраторными двигателями. В начале нынешнего века в Берлине уже работало несколько тысяч электромобилей-такси. Англия имеет наибольший парк электромобилей: в середине 60-х годов его численность превышала 30 тыс. шт., преимущественно с кузовом фургон грузоподъемностью 0,75—1,5 т, применяемых для торговых и почтовых перевозок.

До последнего времени доля электромобилей в общем парке автомобилей США и стран Западной Европы была незначительной. Имея сравнительно малый запас энергии в аккумуляторах, электромобили не могли конкурировать с современными автомобилями по запасу хода, скоростям движения и отношенно полезной грузоподъемности к полному весу автомобиля. Однако электромобили обладают рядом достоинств, в том числе бесшумной работой, практически без токсичных выбросов в окружающую среду.

Зарядка аккумуляторных батарей электромобилей будет выполняться в основном в ночное время в гаражах. При наличии в городе большого парка электромобилей потребуются введение дополнительных энергетических мощностей. Поскольку крупные электростанции ночью работают с малой нагрузкой и с невысоким к. п. д., то для выравнивания суточной нагрузки энергию будут отпускать в ночное время по удешевленному тарифу.

Иногда высказываются опасения, что рост нагрузки электростанции на зарядку аккумуляторных батарей увеличит интоксикацию окружающей среды выбросами электростанций. Однако значительно легче и дешевле обеспечить очистку атмосферы от продуктов сгорания одной электростанции, чем от тысяч токсичных автомобилей.

Недостатком электромобиля является меньший запас хода на одной зарядке батареи и необходимость ограничения максимальной скорости движения, увеличение которой резко повышает расход электроэнергии. В условиях городской эксплуатации (почта, розничная торговля, такси, коммунальное обслуживание и др.) пробег электромобилей 60—70 км на одной зарядке аккумуляторов при максимальной скорости не более 50—75 км/ч можно признать вполне достаточным, учитывая возможность смены или быстрой дозарядки батареи.

Рассмотрим данные о сравнительной стоимости эксплуатации электромобилей и автомобилей с карбюраторными двигателями равной грузоподъемности в аналогичных условиях.

По данным крупной чикагской компании (США), эксплуатирующей электромобили грузоподъемностью 0,25—0,5 т, стоимость электроэнергии на 1 км пробега при расходе энергии 0,6—1,2 кВтч и цене 1 кВтч 2—3 цента составляла 1,2—3,6 цента. Стоимость амортизации и накладных расходов на 1 км пробега равнялась 0,6—1,8 цента. Таким образом, полный расход на эксплуатацию электромобиля на 1 км пробега составлял 1,8—5,4 цента. При аналогичной работе грузовых автомобилей с карбюраторными двигателями, расходующих 24—30 л бензина на 100 км пробега, при цене бензина 14 центов за литр стоимость горючего составляла 3,9—4,5 цента на 1 км пробега.

Следовательно, при ценах 1974 г. на бензин полная стоимость эксплуатации электромобиля в среднем значительно ниже расходов на бензин, цены на который довольно быстро растут.

Лондонская транспортная фирма Пирсон экспресс Дэйри Ко, доставляющая молоко покупателям на дом, сообщает, что при еженедельном пробеге 480 км стоимость эксплуатации автомобиля с ди-



Рис. 1. Двухместный английский электромобиль «Энфилд» грузоподъемностью 0,75 т



Рис. 2. Небольшие грузовые электромобили



Рис. 3. Английский электробус «Сайлент Райдер»

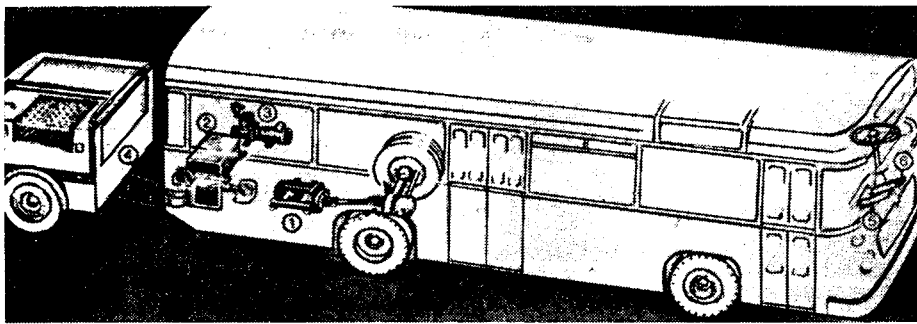


Рис. 4. Электробус МАН

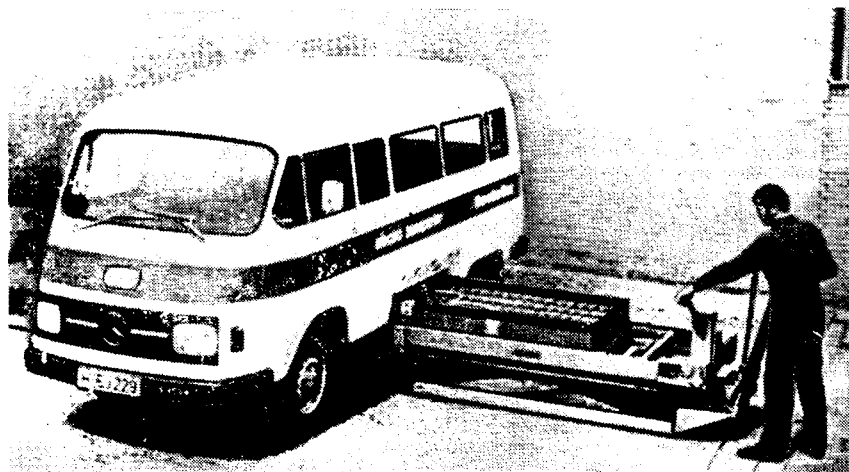


Рис. 5. Механизированное устройство для быстрой замены аккумуляторной батареи электробуса

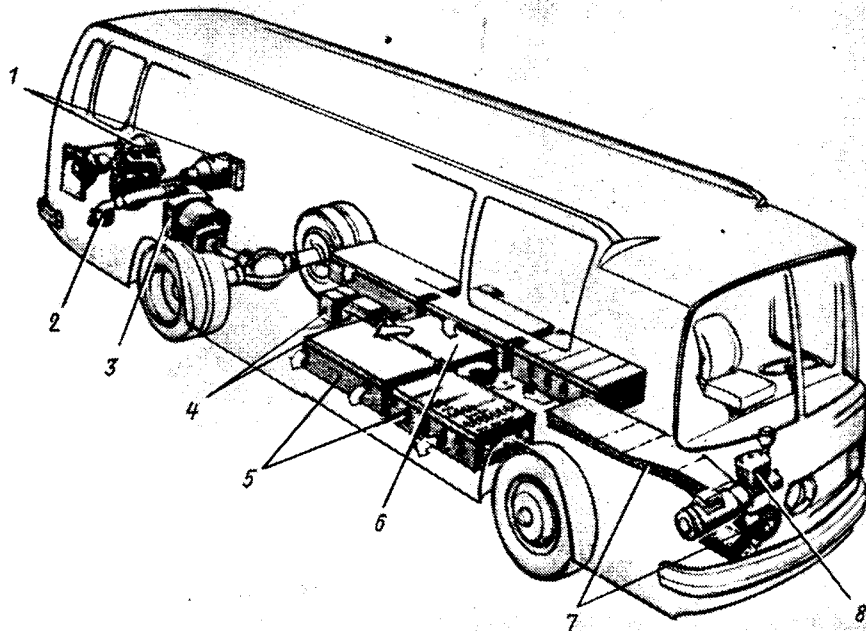


Рис. 6. Электробус с комбинированной установкой:

1 — двигатель внутреннего сгорания с генератором тока; 2 — вентилятор охлаждения двигателя; 3 — тяговый электродвигатель с трансмиссией; 4 — участок высокого напряжения; 5 — пять свинцовых аккумуляторных батарей; 6 — система электронного управления; 7 — вентилятор для охлаждения аккумуляторных батарей; 8 — воздушный компрессор

зелем составляла 13 центов на 1 км, или 63 долл. в неделю. При использовании электромобиля расход снизился до 7 центов на 1 км, или до 33,7 долл. в неделю. Фирма указывает, что гарантийный срок амортизации аккумуляторных батарей

электромобиля составляет четыре года, средний межремонтный пробег электромобиля — 3 года 4 месяца, общий срок службы электромобилей при условии проведения планового ремонта каждые три-четыре года — 20—25 лет.

Наиболее серьезным аргументом против широкого внедрения электромобилей является ссылка на то, что промышленностью не изготавливаются недорогие легкие аккумуляторные батареи, обладающие лучшими показателями по энергоемкости, чем применяемые в настоящее время свинцово-кислотные аккумуляторы.

В городских условиях при сравнительно малом потребном запасе хода и ограниченной скорости движения электромобили со свинцовым аккумулятором обеспечивали успешную работу и рентабельную эксплуатацию, находя широкое применение. В дальнейшем при создании новых, обладающих более высокими показателями аккумуляторов эффективность эксплуатации электромобилей поднимется на более высокую ступень по запасу хода, скорости движения и грузоподъемности.

На современные электромобили устанавливают электродвигатели постоянного тока с последовательным возбуждением. Они надежны в обращении, имеют большой пусковой момент. Их крутящий момент возрастает с уменьшением числа оборотов, система регулирования достаточно проста, однако вес довольно значителен (см. таблицу).

Перспективными для электромобилей считают электродвигатели переменного тока, основным достоинством которых является более легкий вес.

Среди электромобилей наиболее распространены двух- и трехместные (рис. 1). Их используют для работы в центральной части городов, где интенсивность движения транспорта высока, а интоксикация воздуха особенно опасна. Типичными являются грузовые электромобили малой грузоподъемности, обслуживающие почву (рис. 2, а), и одноместный электромобиль (рис. 2, б) с солнечной батареей, смонтированной на крыше. Под действием дневного света батарея осуществляет дополнительную зарядку аккумуляторов.

Успешное использование легковых и грузовых электромобилей способствовало созданию электробусов для работы в городах на коротких маршрутах с подзарядкой аккумуляторных батарей на конечных пунктах. Показанный на рис. 3 небольшой английский электробус «Сайлент Ридер» эксплуатируется в часы «пик», когда движение транспорта особенно интенсивно. Запас хода электробуса 60 км на одной зарядке аккумуляторов.

В ФРГ фирмой МАН при участии фирм Сименс и Бош создан электробус весом 16 т, с предельной вместимостью 100 человек (рис. 4), обслуживающий рейсовый маршрут протяженностью 40 км. Запас хода электробуса на одной заправке 50 км, скорость до 70 км/ч. Аккумуляторные батареи размещены на прицепной тележке, которую быстро отключают на конечном пункте и заменяют новой. Емкость аккумуляторной батареи 365 А·ч, напряжение 360 В, вес 6 т.

Фирмой Даймлер-Бенц при участии фирм Бош и Варта разработан электробус ОЕ 302. Вес его свинцовой аккумуляторной батареи около 4 т, напряжение 380 В. Механизированное устройство (рис. 5) позволяет быстро заменять аккумуляторный блок на конечных пунктах маршрута.

В последние годы создана конструкция электробуса, снабженного комбинированной энергетической установкой (рис. 6). Привод осуществляется от электродвига-

Электромобиль	Фирма, страна	Габаритные размеры в мм			Вес в снаряженном состоянии в кг	Число мест	Грузоподъемность в кг	Запас хода на одной зарядке в мм	Максимальная скорость в км	Аккумуляторная батарея				Мощность двигателя постоянного тока в кВт
		длина	ширина	высота						Тип	Напряжение в В	Емкость в А·ч	Вес в кг	
„Кансай“ „Чубу“	Дайхацу, Япония Мицубиси, Япония	2995	1295	1430	725	2	200	65	60	Свинцовая Никель-кадмиевая	60	150	195	5,3
		3650	1450	1420	1285	2	50	97	68		96	130	—	5,4
„Токно“ „Токно“	То же Ниссан, Япония	2995	1295	1300	780	2	100	120	60	Свинцовая Никель-цинковая	90	105	—	6,0
		4330	1690	1960	2350	3	600	100	60		100	317	697	12,0
„Отис Р500“ „Кабак“ „Моррисон“	„Отис“, США Англия	3500	1500	1800	1800	—	360	65	70	Свинцовая То же	96	150	400	20,0
		4000	1850	1830	2800	—	1100	40	45		80	200	600	30,0
		—	—	—	2120	—	700	56	45		100	1500	585	—

теля, но энергия поставляется или от аккумуляторных батарей — в районах, где интоксикация воздушной среды недопустима, или от генератора, приводимого дизелем, работающим на постоянном минимально токсичном режиме,— в тех мес-

тах, где не требуется обеспечивать полное исключение вредных выбросов в атмосферу. При данном методе работы уменьшаются производительность и вес аккумуляторной батареи, однако расширяется запас хода за счет возможности

работы электромобиля от двигателя внутреннего сгорания, который через отдельный генератор может осуществлять подзарядку аккумуляторных батарей.

**Кандидаты техн. наук Г. И. САМОЛЬ,  
В. П. КОЧЕУЛОВ**

УДК 629.113.002.3

## ПОЛИМЕРНЫЕ МАТЕРИАЛЫ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

(По материалам выставки «Полимеры-74»)

**НА ВЫСТАВКЕ «Полимеры-74»**, проходившей в сентябре 1974 г. в Москве, иностранными фирмами были представлены полимерные материалы различного назначения, оборудование для производства и переработки пластмасс, а также новейшие приборы для исследования свойств материалов.

Ознакомление с экспонатами выставки и посещение лекций иностранных специалистов позволили выявить тенденции в производстве и применении полимерных материалов, номенклатуру прогрессивных материалов, оборудования, приборов.

Автомобильная промышленность является одним из основных потребителей синтетических материалов. Так, в 1970 г. потребление пластмасс этой отраслью составило (в тыс. т): в США — 320, в ФРГ — 100, в Японии — 99, во Франции — 90, в Англии — 65, в Италии — 48.

На один автомобиль в США в 1972 г. расходовалось 53 кг полимерных материалов, в 1973 г. — 62,5 кг. Предполагается, что в 1980 г. их расход составит 270—350 кг.

Потребление пластмасс автомобильной промышленностью США в 1972—1973 гг. представлено в таблице.

По данным ведущих фирм США, ввод стандарта по безопасности автомобиля и рост требований по снижению токсичности отработавших газов требуют установки дополнительного оборудования, что ведет к увеличению веса автомобиля. Только применение прогрессивных материалов позволит решать такие задачи современного автомобилестроения, как снижение веса, поглощение энергии удара, звукопоглощение, упрощение технологии производства и т. д.

В ближайшие годы ожидается увеличение спроса на автомобили малого класса, для которых возможно изготовление крыльев, капотов, крышек багажников и дверей из наиболее технологичных пластических материалов, имеющих значительную сырьевую базу. Поэтому тенден-

ции к увеличению потребления пластмасс в автомобилестроении в 1976—1977 гг. основаны на совершенствовании существующих материалов.

В европейских странах, как указывает научно-исследовательский центр фирмы Байер (ФРГ), в 1955 г. на один автомобиль среднего класса расходовалось 10 кг пластмасс, а в 1974 г. до 40—50 кг. Для автомобилей, выпускаемых фирмами Даймлер-Бенц и БМВ, например, расход пластмасс составляет 70—80 кг (без каучука). Учитывая тенденции развития конструкций передней, задней и боковых частей автомобиля, а также повышение требований по безопасности к внутренней отделке, повышению эстетических требований к интерьеру автомобиля, можно считать, что количество и ассортимент применяемых пластмасс возрастут. Массовое использование синтетических материалов приводит к рационализации производства и резкому повышению производительности.

Наиболее широко в автомобилестроении США и европейских стран применяются такие термопластичные материалы, как поливинилхлорид, полипропилен, полиамиды, АБС-пластики, а также пенополиуретаны различной жесткости. Расход этих материалов на один автомобиль колеблется от 2 до 25 кг.

Выпускаемый фирмой Байер АБС-пластик «Новодур» благодаря жесткости, высокой ударной вязкости, хорошим эс-

тетическим характеристикам и способности к металлизации используется для изготовления вещевых ящиков, части дверей, облицовки багажника, стоек, накладок панелей приборов. В автомобилях фирм ФИАТ и БМВ применяются решетки радиаторов с металлизированной рамой из этого материала.

В настоящее время в ФРГ корпуса и рамы задних фонарей автомобилей изготавливают из АБС-пластиков и макролона. Для увеличения безопасности рулевые колеса имеют крестовины, изготовленные из АБС-пластиков и пенопластов.

Итальянская фирма Монтэдисио и американская Монсанто выпускают решетки радиаторов из сэндвич-панелей АБС-пластиков без покрытия или с металлическим покрытием, нанесенным гальваническим способом.

Фирма Хёхст (ФРГ) считает, что наиболее перспективно изготовление решеток радиаторов из армированного стекловолокном полиэтилена высокой плотности типа «Хостален», обладающего высокими физико-механическими характеристиками и морозостойкостью (до —50°С). Полиэтилен низкого давления этой фирмы используется для изготовления бензобаков объемом до 135 л.

Специалисты фирмы БАСФ (ФРГ) разработали полиэтилен высокой плотности «Луполен», который также удовлетворяет требованиям, предъявляемым к материалам для бензобаков, особенно по удельной ударной вязкости при низких температурах. Экструзионно-выдувные агрегаты фирм Кантекс и Баттенфельд (ФРГ) обеспечивают выпуск 20—25 баков средних размеров в час.

Поликарбонат типа макролона фирмы Байер успешно применяется взамен хромированной стали для изготовления колпаков фар. Этот материал прозрачен, теплостоек, хорошо перерабатывается методом литья под давлением. Изготовленные из него детали покрываются металлом путем вакуумной металлизации. Это позволяет исключить операции полирования, хромирования и шлифования и получить значительную экономию металла.

Пластические материалы	Потребление в тыс. т	
	1972 г.	1973 г.
АБС-пластики	59,2	68,2
Полипропилен	77,2	95,4
Пенополиуретаны	104,5	136,3
ПВХ-пластики	109,0	122,7
Фенольные пластики	25,0	27,2
Полэфирсы со стекловолокном	63,7	72,7
Найлон	13,6	15,9
Полиэтилен	20,5	22,7
Прочие	49,5	61,2



В 1971 г. фирмы США и ФРГ начали изготовление крупногабаритных деталей из стеклопластиков методом компрессионного прессования. Такими деталями являются, например, удлинители крыльев для грузопассажирских автомобилей, стандартный капот, стабилизатор поперечной устойчивости и др. По сообщению американской фирмы Оуэнс-Карнинг Фиберглас, начат также выпуск наружных панелей кузовов из стеклопластиков, применение которых к 1977 г. увеличится в 4 раза и достигнет 380 тыс. т. Автоматизация технологии переработки стеклопластиков позволила фирме организовать экономически выгодное производство деталей из этих материалов.

Из армированных стекловолокном полиэфирных смол (типа стеклопластика «Легувал» фирмы Байер) изготавливаются, например, задние двери, каркасы кресел и крыши автомобиля «Флюдстар 2150». Пропитанные этими смолами маты из стекловолокна при прессовании имеют малую усадку, что очень важно при изготовлении автомобильных деталей. Особенно перспективны армированные стекловолокном термопластичные полиэфирные изделия из которых — задние и передние панели — были установлены на автомобилях Понтиак, Шевроле, Крайслер моделей 1974 г.

Развитие промышленности стеклопластиков идет по двум направлениям: производство пресс-масс на основе полиэфирных смол, армированных стекловолокном, для переработки их методом горячего прессования и литья, а также изготовление крупногабаритных деталей методами формования, напыления, намотки.

На выставке «Полнмеры-74» демонстрировалось технологическое оборудование фирм Зайдель и Рансбург (ФРГ) для литья премиксов и напыления стеклопластиков. Достоинством производства стеклопластиков по технологии фирмы Рансбург является смещение смолы и отвердителя вне канала пистолета, а также производительность до 15 кг/мин. Литьевые машины фирмы Зайдель имеют загрузочный цилиндр с учетом вакуум-формования материала, а также пульт впрыска особой конструкции, включающий отверждение смолы в материальном цилиндре. Погрешность дозирования при литье премиксов 1%. Максимальный вес изделия 10 кг. Методом литья можно перерабатывать быстроотверждающиеся композиции. Время отверждения премиксов при литье на 30% меньше, чем при прессовании. Процесс может быть автоматизирован, в связи с чем к материалу предъявляются специфические требования.

Фирма Мензолит (ФРГ) представила на выставку буферы, кресла, столы и другие изделия, отформованные из препрега и премикса. Фирма имеет большую номенклатуру препрегов различного назначения широкой цветовой гаммы. За счет ввода термопластичных добавок материал имеет малую усадку. В Голландии и во Франции фирмой организовано производство оконных рам из препрега для вагонов и судов.

Применение в автомобилестроении пенопластов, обладающих хорошими демпфирующими свойствами, высокими теплозвукоизолирующими характеристиками и технологичностью, с каждым годом увеличивается. Так, для легковых автомобилей с 1970 г. по настоящее время их потребление увеличилось в 3 раза, а в 1980 г. составит до 50 кг на один авто-

мобиль. Для грузовых автомобилей потребление пенопластов на один автомобиль возрастет к 1980 г. до 11,4 кг против 3,4 кг в 1970 г.

Мягкие пенопласты используются для обивки крыши, дверей, каширования автомобильных тканей, для производства формованных деталей (сидений, спинков, подлокотников). Выпускаются мягкие пенопласты холодного и горячего отверждения. По данным фирмы Байер, рациональная технология выпуска сидений предусматривает изготовление каркасов с использованием синтетических обивочных материалов, вакуум-формование и непосредственное заполнение полуретановой пеной.

Полужесткие пенопласты на основе пенополиуретанов, пенополиэтиленов, пенополипропилена, вспененного поливинилхлорида и их композиций применяются для изготовления деталей пассажирской безопасности в интерьере автомобиля: накладок панелей приборов, стоек, накладок рулевого колеса и др.

В последние годы резко возросло применение интегральных пенопластов типа «Байфлекс» фирмы Байер. Эти материалы позволяют получать изделия с жестким поверхностным слоем, сохраняя демпфирующие свойства в объеме изделия. Они применяются как эластичные кромки крыла грузовых автомобилей, а также для изготовления выпускаемых концерном Форд подлокотников, для обивки рулевого колеса автомобилей Фольксваген, БМВ, Ситроен, облицовки задней части итальянских спортивных автомобилей.

Жесткий полиуретановый пенопласт «Харт мольтопрен» фирмы Байер используется для заполнения полостей легкового автомобиля с целью защиты металла от коррозии, повышения прочности к образованию вмятин, подавления шума и гашения энергии. Кроме того, этот материал применяется как изоляционный в автомобилях-рефрижераторах. Оборудование для пенополиуретанов показывали на выставке фирмы Трузнома (ГДР), BASF и Байер (ФРГ).

Большой интерес вызвало оборудование для производства профилированных «сэндвич-конструкций» с использованием металлического листа и пенополиуретанов, представленные фирмами Метекно (Италия), BASF и Байер (ФРГ).

Поливинилхлоридные материалы широко применяются для производства обивочных пленок, искусственных кож, пенопластов.

Итальянская фирма Монтэдисон выпускает полимерные материалы, применяемые в автомобилях малого и среднего класса (Фиат, Аутобанчи, Лянчи и др.). Обивочная искусственная кожа на основе ПВХ-покрытия «Випла» в формованных сиденьях из мольтопрена с «канавками» обеспечивает высокий климатический комфорт водителю и пассажирам в автомобилях БМВ и Даймлер-Бенц. Однако еще лучшие климатические характеристики имеет искусственная кожа с полиуретановыми покрытиями. Американской фирмой Монсанто был представлен такой материал в огнестойком исполнении, представляющий интерес для автомобилестроителей. Фирмы СИР (Италия), Байер (ФРГ) изготавливают смолы для искусственных кож, а также волокна для тканей и ковров настла пола автомобилей среднего класса.

Бельгийские фирмы Сольвей, Гриффис. Сторам и др. производят основное сырье, различные добавки и кожанени-

тели со вспененным поливинилхлоридом, а также синтетический мех и замшу высокого качества большой цветовой гаммы.

Большая часть ковровых материалов, представленных на выставке итальянскими фирмами Монтефибре и СИР, изготовлена из полиакрилонитрильного волокна.

Не потеряло своего значения использование полимерных материалов на основе целлюлозы для производства деталей автомобиля. Так, фирма Гюнтер П. О. Штольк (ФРГ) демонстрировала на выставке панель приборов легкового автомобиля. Панель, выполненная по принципу «сэндвич-конструкции», состояла из формованной глубоковытянутой пленки «Бенерон», прокладки из пенополиуретана толщиной 2 мм и каркаса из формованного глубоковытянутого целлюлозного материала толщиной до 4 мм. Такие панели изготавливаются на автозаводах Фонеу-Цвиге.

Линия швейцарской фирмы Энгле для изготовления панелей из пропитанной смолой целлюлозы также позволяет использовать отходы целлюлозно-бумажного производства.

На выставке «Полимер-74» были показаны теплошумоизолирующие материалы фирмы Терозон (ФРГ), имеющей многолетний опыт сотрудничества с автомобильной промышленностью. Разработанный специалистами фирмы звукоизолирующий материал «Теродем» представляет собой многослойный мат из нетканого материала или гомогенного пенопласта и битумной пленки. Такие «сэндвич-конструкции» полифункциональны, так как имеют тепло-, шумо- и вибропоглощающие свойства.

Вспененные полиолефины (полиэтилены, полипропилены) фирм ФРГ, Японии и Англии используются как прокладочные материалы вместо дорогостоящих и быстроустаревших пенополиуретанов.

Вибропоглощающие материалы в основном имеют двухслойные конструктивные решения — это вибропоглощающие мастики с клеевым слоем. Оборудование для нанесения вибропоглощающих антикоррозионных мастик было представлено фирмами Терозон (ФРГ), Грако (США), Севилблисс (Англия) и др.

Таким образом, в применении полимерных материалов можно отметить следующие особенности. Между автозаводами — потребителями пластмасс и фирмами-поставщиками существуют тесные контакты. Разрабатывая новые модели автомобилей, заводы-потребители базируется на широком ассортименте полимерных материалов, оперативно дорабатывая их в соответствии с новыми требованиями для придания специфических свойств.

В США, ФРГ, Франции автомобильные фирмы в своих научных центрах имеют специализированные отделения, которые занимаются разработкой полимерных материалов и определяют области их применения. Так, концерн Форд имеет отделение Либбу-Оуэнс-Форд, Дженерал моторс кооперируется с Норт Америкэн, Роквелл, Бадд Ко. Помимо этого, имеются специальные фирмы, поставляющие автомобилестроению пластмассы и детали из них. Таковы, например, Дженерал Тек Раббер, Дюраластик, Термофил, Транспластик, Нортлендпластик и др.

Некоторые автомобильные фирмы с целью увеличения объема применения полимеров в автомобилях сами произво-

деталя пластмассовые крупногабаритные детали. Так, в автомобилях Олдсмобил моделей 1971 и 1972 г. были использованы пластмассовые детали собственного производства более 286 наименований. Самой большой пластмассовой деталью, отливаемой под давлением, является надколесная дуга для передних колес автомобиля Катлесс, Олдсмобил моделей 88 и 98, Торонадо. Вес ее равен 2,7 кг, что в 2 раза меньше веса стальной дуги. Автомобили с системой кондиционирования воздуха имеют кожух вентилятора и воздухоотражатель из пластмассы весом до 1,7 кг.

Такая организация производства позволяет чаще менять модели автомобилей, более экономично расходовать металлы, сплавы, а также полимерные материалы и др., а кроме того, вторично использовать отходы полимерных материалов. Последнее имеет большое значение, поскольку даже в США темпы внедрения пластмасс в автомобилестроение сдерживаются недостаточностью резервов по обеспечению сырьем.

В докладах специалистов фирмы Ляйстриц (ФРГ) отмечалось, что отходы термопластичных материалов рассматриваются как вторичное сырье. За рубежом имеются научно-технические центры, которые изучают методы переработки отходов и процессы, влияющие на качество изделий, получаемых из отходов. Одним из важных направлений в развитии производства полимерных материалов является использование отходов от производства деталей для вторичного их применения в изготовлении изделий из пластмасс. Автомобилестроение, являясь массовым потребителем пластмасс, при кооперации с фирмами-поставщиками полимерных материалов может стать одной из основных отраслей промышленности, поставляющих переработчикам вторичное полимерное сырье. Например, фирма Бенек использует для нижнего слоя АБС-ПВХ-пленки вторичное полимерное сырье, фирмы Энгле и Динамит-Нобель используют отходы целлюлозно-бумажного производства и т. д.

Таким образом, для автомобильной промышленности наиболее перспективными являются следующие направления применения полимерных материалов: создание линий по производству «сэндвич-конструкций» для изготовления кузовов автомобилей-рефрижераторов; увеличение объема использования термопластичных стеклонаполненных полимеров; изготовление решеток радиаторов легковых автомобилей и безобачков большого объема из полиэтилена типа «Хостален»; использование пенополиолефинов, а также материалы, полученных из полимерных отходов автомобилестроения; применение модифицированных полимерных материалов для значительного увеличения их потребления в 1976—1977 гг.; организация производства по изготовлению изделий из премиксов методом литья под давлением.

Канд. техн. наук Г. А. ЕРМИЛОВА

УДК 629.113.597

## ТОРМОЗА-ЗАМЕДЛИТЕЛИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

**СПЕЦИФИЧЕСКИЕ** условия эксплуатации грузовых автомобилей большой грузоподъемности, работающих в тяжелых дорожных условиях, в гористой местности, на строительстве или в горнорудной промышленности, вызывают значительную нагрузку на их тормозную систему. Движение автомобилей с грузом на длительных и крутых спусках приводит к повышению нагреву и износу фрикционных тормозных механизмов. Поэтому на подобных автомобилях устанавливают вспомогательные тормозные системы или тормоза-замедлители. Их основное назначение заключается в поддержании безопасной скорости движения автомобиля на спуске и при замедлении перед остановкой. Использование замедлителей позволяет разгрузить рабочие тормоза, увеличить их долговечность и повысить производительность автомобиля за счет увеличения средней скорости движения. По данным амери-

канской фирмы Кейс, годовая экономия от использования энергоёмких замедлителей на автомобилях-лесовозах и автомобилях, работающих в горнорудной промышленности, может составить 540 долл. на один автомобиль только за счет уменьшения износа рабочих тормозов [1].

В качестве вспомогательной тормозной системы применяются моторные, гидродинамические и гидродинамические замедлители. В режиме тормоза-замедлителя используются также специальные охлаждаемые фрикционные многодисковые тормоза, работающие в масле. Подобные устройства применяются, например, на автомобилях-самосвалах Катерпиллар моделей 769 и 773 грузоподъемностью соответственно 35 и 50 т. Моторный замедлитель обеспечивает искусственное увеличение момента сопротивления вращению вала двигателя в режиме принудительного холостого хода, как правило, путем перекрытия выпускной трубы двигателя и отключения подачи топлива. Такие замедлители используются в основном на автомобилях-самосвалах европейского производства, например на «Эвелин-Барфорд» (Англия) грузоподъемностью от 10 до 35 т.

Однако эффективность подобных замедлителей невелика, так как она ограничивается величиной давления в трубе, определяемой жесткостью пружины выпускных клапанов. Кроме того, часть энергии сжатого воздуха в цилиндрах двигателя теряется в такте расширения при закрытых впускном и выпускном клапанах. В связи с этим предложен ряд способов для повышения момента сопротивления вращению вала двигателя путем принудительного изменения порядка работы газораспределительного механизма в тормозном режиме.

Американская фирма Джекобс выпускает устройство [2], которое повышает тормозную эффективность двигателя путем принудительного открытия выпускных клапанов в конце хода сжатия. Этим предотвращается возврат энергии сжатого воздуха через поршень на вал двигателя в такте расширения.

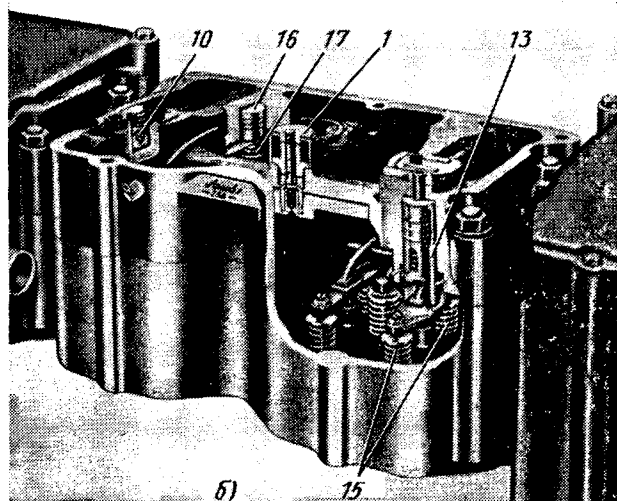
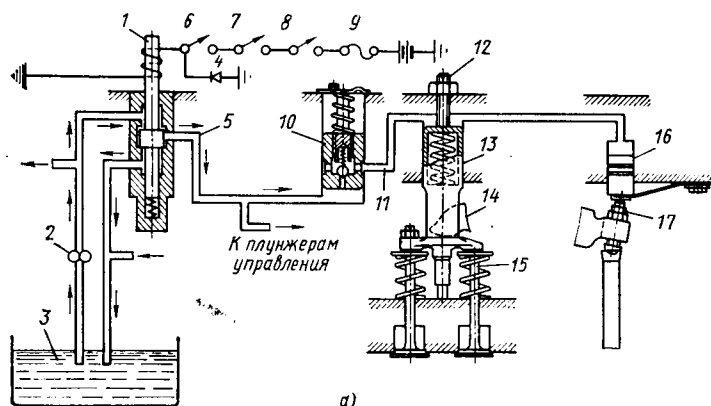


Рис. 1. Конструктивная схема (а) и общий вид (б) моторного тормоза Джекобс: 1 — электрогидравлический клапан управления; 2 — насос системы смазки двигателя; 3 — масляный поддон; 4 — диод; 5 и 11 — магистрали низкого и высокого давления; 6 и 7 — выключатели топливного насоса и сцепления; 8 — основной выключатель; 9 — предохранитель; 10 — обратный клапан; 12 — регулировочный винт; 13 и 16 — исполнительный и главный плунжеры; 14 — коромысло; 15 — выпускные клапаны; 17 — регулировочный болт коромысла насоса-фор-

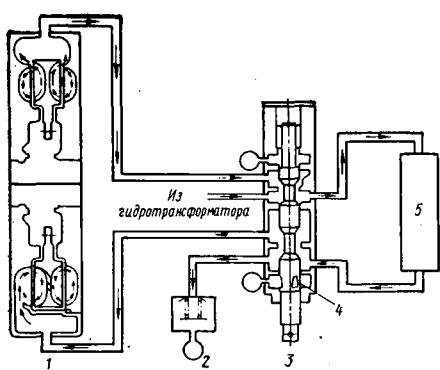


Рис. 2. Схема управления гидродинамическим тормозом-замедлителем Аллисон: 1 — гидрозамедлитель; 2 — клапан слива из гидротрансформатора; 3 — клапан управления гидрозамедлителем; 4 — прорези с трех сторон; 5 — теплообменник

Устройство (рис. 1) представляет собой самостоятельный узел, корпус которого устанавливается на блоке двигателя. При включении замедлителя электрогидравлический клапан 1 открывает доступ маслу из системы смазки двигателя к главному 16 и исполнительному 13 плунжерам. Плунжер 16 упирается в головку регулирующего болта 17 коромысла насоса-форсунки. При движении толкающей штанги насоса-форсунки вместе с плунжером 16 вверх в магистрали 11 создается высокое давление, под действием которого закрывается обратный клапан 10 и перемещается вниз плунжер 13. Это приводит к открытию выпускных клапанов 15 в конце такта сжатия. В некоторых моделях плунжер 16 приводится от коромысла выпускных клапанов.

Система управления замедлителем связана с выключателем, установленным под педалью дросселя и сцепления. Замедлитель включается при каждом отпуске педали дросселя и выключается при нажатии на педаль дросселя или сцепления. По имеющимся данным [3], мощность, необходимая для вращения вала двигателя с описанным замедлителем, достигает 75% максимальной мощности двигателя без турбонаддува и 90% при наличии турбонаддува у двигателя.

Фирма Джекобс выпускает шесть модификаций данного устройства. Они предназначены для установки на двигатели фирм Камминс, Детройт дизель и МАК, используемые на грузовых автомобилях большой грузоподъемности и различного назначения.

Более широкому распространению замедлителей подобного типа препятствует необходимость создания специальной конструкции для каждой модели двигателя, а в некоторых случаях и конструктивных изменений двигателя. Отмечается также повышенная шумность работы двигателя с замедлителем Джекобс.

Гидродинамические замедлители устанавливаются, как правило, в трансмиссии автомобиля. Американская фирма Аллисон, специализирующаяся на производстве гидропередач для автомобилей различного назначения с двигателями мощностью от 200 до 1000 л. с., приступила к выпуску лопастного гидрозамедлителя новой конструкции (рис. 2), устанавливаемого между гидротрансформатором и планетарной коробкой передач [4]. Ротор замедлителя закреплен на валу турбины гидротрансформатора. Рабочая полость, выполненная в форме

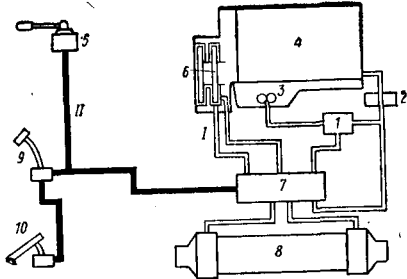


Рис. 3. Принципиальная схема управления гидрозамедлителем Брэйк Сэйвер: 1 — масло; 11 — воздух; 1 — ограничительный клапан; 2 — масляный фильтр; 3 — масляный насос двигателя; 4 — двигатель; 5 — кран ручного управления; 6 — замедлитель; 7 — клапан управления; 8 — теплообменник; 9 — педаль управления сцеплением; 10 — педаль подачи топлива

двояной гидромолты, при включении замедлителя заполняется маслом, поступающим через клапан управления из гидравлической магистрали гидропередачи. Время включения замедлителя составляет 2,4 с при объеме рабочей полости 3,8 л.

Давление, создаваемое в периферийной части рабочей полости за счет действия центробежных сил при вращении ротора, обеспечивает циркуляцию жидкости через теплообменник, подключенный к системе охлаждения двигателя, и замедлитель по замкнутому контуру. Максимальное давление в рабочей полости замедлителя 3,8 кгс/см<sup>2</sup> при полностью включенном клапане управления устанавливается с помощью клапана слива из гидротрансформатора. Тормозной момент регулируется изменением уровня заполнения рабочей полости жидкостью при перемещении золотника клапана, через прорези которого часть жидкости из замкнутого контура замедлителя сливается в поддон.

Максимальный размер гидрозамедлителя (по диаметру) при его установке в гидропередаче CLBT-750 равен 431 мм, а вес 90 кг, что составляет 20% сухого веса гидропередачи. Гидрозамедлитель обеспечивает поддержание скорости 25 км/ч при движении автомобиля полным весом 59 т в снаряженном состоянии на уклоне 5% с включенной прямой передачей в трансмиссии.

В настоящее время фирма устанавливает гидрозамедлители на четырех моделях гидропередач, используемых главным образом для автомобилей-самосвалов, строительных и дорожных машин.

Особенностью гидрозамедлителя Брэйк Сэйвер [5] фирмы Катерпиллар (США) является то, что он размещен в картере маховика двигателя, а его лопастной ротор закреплен непосредственно на коленчатом валу двигателя между задним коренным подшипником и маховиком. В качестве рабочей жидкости в замедлителе используется масло системы смазки двигателя (рис. 3). Масло от насоса 3 поступает к ограничительному клапану 1, который в случае падения давления в системе смазки двигателя перекрывает доступ маслу к клапану 7 управления гидрозамедлителем 6 и направляет его через фильтр 2 в двигатель. При включенном замедлителе благодаря насосному действию его лопастного ротора масло циркулирует по замкнутому контуру между рабочей полостью замедлителя и теплообменником 8. Пневматическое управление замедлителем осуществляется с помощью крана 5 руч-

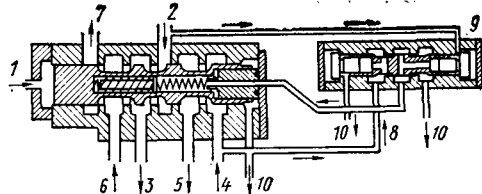


Рис. 4. Клапан управления гидрозамедлителем Брэйк Сэйвер

ного управления и электропневматического клапана, отключающего замедлитель автоматически при нажатии на педаль сцепления 9 или педаль подачи топлива 10.

Под действием давления воздуха, подаваемого через отверстие 1 (рис. 4), золотник клапана управления смещается вправо и масло от насоса через отверстия 2 и 3 поступает в рабочую полость замедлителя. Из нагнетательной полости замедлителя масло по каналам 4 и 5 поступает к теплообменнику, из которого часть его через каналы 6 и 3 вновь возвращается во всасывающую полость замедлителя, а другая часть по каналу 7 подводится к масляному фильтру и далее в систему смазки двигателя.

Тормозная эффективность замедлителя регулируется автоматически путем изменения уровня заполнения маслом рабочей полости при изменении давления воздуха, подаваемого к левому торцу золотника. Для этого нагнетательная полость замедлителя через каналы 4 и 8, дифференциальный клапан 9 и канал 10 связана с внутренней полостью золотника, а торец плунжера клапана 9 находится под воздействием давления масла, поступающего в замедлитель. При увеличении числа оборотов ротора и повышении давления масла в канале 4 плунжер клапана 9 смещается вправо, а под действием давления масла золотник клапана управления перемещается влево, перекрывая отверстие 2. Благодаря этому уменьшается степень заполнения замедлителя и ограничивается тормозной момент. Масло в поддон двигателя сливается через каналы 10.

Объединение замедлителя с двигателем позволяет использовать его при наличии на автомобиле трансмиссии любого типа. При таком выполнении достигается также минимальная протяженность гидравлических магистралей системы управления и охлаждения. Замедлителем Брэйк Сэйвер по желанию заказчика оборудуются двигатели Катерпиллар моделей 1693Т и 1693ТА мощностью 325 и 375 л. с., которые могут устанавливаться на грузовых автомобилях, автомобилях-лесовозах и автомобилях-самосвалах.

Высокая энергоемкость современных гидрозамедлителей позволяет выполнять их регулируемые. Фирмы, производящие гидрозамедлители, устанавливают, как правило, их максимальную мощность такой, чтобы она не превышала максимальной мощности двигателя во избежание перегрева рабочей жидкости и воды двигателя. Анализ патентных материалов фирмы Катерпиллар, например, за последние 10 лет показывает, что фирма разрабатывает гидрозамедлители даже для грузовых автомобилей с дизель-электрической силовой установкой (патент США № 3585473), где возможно остаточное торможение электродвигателями. При наличии в такой трансмиссии эффективного гидрозамедлителя, связанного с валом двигателя, можно исполь-

зовать эффект торможения двигателем с отключением подачи топлива. В этом случае отпадает необходимость в работе двигателя для привода вспомогательных агрегатов при торможении и уменьшается расход топлива.

## ЛИТЕРАТУРА

1. „Petroleum and Chemical Transport“, 1966, № 12.
2. Diesel and Gas Turbine. Worldwide Catalog, 1973, т. 38.

3. „The Journal of automotive engineering“, февраль 1974.
4. „Automotive Engineering“, апрель 1973.
5. „Automotive Industries“, апрель 1971.

Канд. техн. наук А. С. КИЧЖИ, В. В. БАРАНОВ

УДК 62-503.55:658.56

## АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ В МЕХАНОСБОРОЧНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

ОДНИМ из основных условий повышения эффективности общественного производства и роста производительности труда является совершенствование планирования и управления производством с широким применением новейших автоматизированных систем управления технологическими процессами.

Автомобилестроение отличается высокой степенью автоматизации производственных процессов и организации управления производством. Однако для успешного решения задач дальнейшего повышения эффективности производства необходимо шире использовать новейшие электронно-вычислительные машины и системы в управлении производственными процессами.

В автомобильной промышленности с массовым и крупносерийным характером производства особенно важно использовать оборудование на полную мощность, не допускать его простоев из-за недостаточной надежности систем управления. Опыт показывает, что эти проблемы успешно решаются при использовании электронно-вычислительных машин и систем в управлении технологическими процессами механосборочного производства.

На передовых заводах для управления и контроля работой автоматических линий, станков, сборочных машин, конвейеров, автоматизированных складов в последние годы широко применяются электронные системы циклового управления, созданные на базе программируемых контроллеров и малых управляющих ЭВМ.

Программируемые контроллеры имеют те же устройства (блоки), что и ЭВМ, за исключением арифметического блока. Поэтому они не выполняют сложных арифметических расчетов над поступающей в нее вход информацией, но производят разнообразные логические и простые счетные операции.

Их основная функция состоит в том, чтобы в соответствии с информацией, записанной во внутренней памяти, правильно реагировать на сигналы, поступающие на вход от датчиков, установленных на управляемом оборудовании, и через выходные блоки обеспечить выдачу сигналов для управления исполнительными органами оборудования.

Программируемые контроллеры можно применять там, где требуется большое число реле или каких-либо бесконтактных элементов. Они проще и надежнее релейных систем. Например, для автоматической линии, на которой обрабатываются головки блока цилиндров двигателя автомобиля ЗИЛ, потребовалось около 1000 различных реле и 155 км электропроводов, соединяющих на припайке в единую систему все электроустройства

линии. Подсчитано, что при выпуске 60 деталей в час на линии совершается около 400 тыс. переключений. Если каждая пара контактов на 200 тыс. переключений имеет один отказ в работе, то через каждые полчаса какой-то станок в линии будет останавливаться.

Использование программируемых контроллеров для управления автоматической линией позволило заменить основную часть реле и проводов внутренней памятью, обеспечивающей выполнение заданного рабочего цикла в зависимости от поданных на вход сигналов.

Надежность электроники и наличие средств поиска неисправностей уменьшают время простоя линии. При этом для поиска неисправностей не требуется специалист в области вычислительной техники.

Программируемые контроллеры дешевле и проще, чем малые ЭВМ, и легко подключаются к ЭВМ для совместной с ней работы.

Основными преимуществами программируемых контроллеров являются: надежность аппаратуры и сокращение времени простоя производственного оборудования; быстрое отыскание неисправностей в системе; удобство переналадки и легкость программирования на любую последовательность выполнения работ; значительное сокращение занимаемой производственной площади (по сравнению со шкафами с релейной аппаратурой). Эта система является универсальной, а не специальной, как при релейной автоматике. Ее не нужно проектировать для каждого конкретного вида технологического оборудования, и она не устаревает, даже если устареет управляемое ею оборудование, так как систему можно перепрограммировать и использовать на другом оборудовании.

Малые ЭВМ имеют ту же скорость вычислений, те же устройства и логическую структуру, что и большие ЭВМ, но значительно дешевле их и, кроме того, могут успешно работать в производственных условиях.

Малые ЭВМ в результате непрерывного контроля и записи состояния технологического оборудования, механизмов и разных устройств (загрузочных, накопителей, транспортных, моечных установок, электрооборудования и др.) могут получать информацию об уровне эффективности оборудования, линий и диагностировать отказы в работе.

Кроме того, точное определение места неисправности позволяет сократить время обслуживания. Предупредительные сигналы на проведение предупредительного обслуживания предотвращают остановки.

Опыт свидетельствует, что применение

больших универсальных ЭВМ для непосредственного управления производственным оборудованием без промежуточных этапов, т. е. без малых ЭВМ, экономически невыгодно. Для непосредственного управления производственным оборудованием целесообразнее использовать малые ЭВМ, установленные в цехе, а большие ЭВМ применять для более сложных функций по управлению всем комплексом и по организации работ всего предприятия (АСУП). В этом случае малые ЭВМ, действующие в системе АСУП, подключаются к большой ЭВМ, действующей в автоматизированной системе управления предприятием (АСУП), размещенной в вычислительном центре. В свою очередь АСУП подключается к ОАСУ — отраслевой автоматизированной системе управления, а последняя к АСУ более высокого ранга — Госплана и ОГАС — общегосударственной автоматизированной системе сбора и обработки информации для учета, планирования и управления народным хозяйством.

Примером применения программируемых контроллеров и малых ЭВМ является автоматическая линия обработки картеров автомобильных коробок передач, установленная на заводе итальянского концерна ФИАТ в Турине. В линию включено 76 станков, и состоит она из 321 позиции. Производительность линии 150 картеров в час. Она занимает площадь 2400 м<sup>2</sup>. Линией управляют с помощью пяти программируемых контроллеров модели РДР-14 американской фирмы Диджитал эквипмент корпорейшн и одной малой ЭВМ модели РДР-8 этой же фирмы. При этом программируемые контроллеры используют для управления станками, для контроля их работы и согласования с внешними устройствами, а малую ЭВМ — для общего контроля работы всей линии. Информация в программируемые контроллеры поступает от 500 датчиков, установленных на станках и других механизмах.

Обслуживают линию 22 рабочих.

ЭВМ типа РДР-8 автоматически выводит данные на печать, если цикловое время на любой рабочей или загрузочной позиции отклоняется от заданного более чем на 2—10 с, а также если цикловое время моечных установок, загрузочных устройств и накопителей становится нестабильным. Кроме того, осуществляется диагностика работы электрооборудования, регистрация неисправностей системы охлаждения и смазки, а также неполадок в работе моечных установок. Проверка данных, выведенных на печать, осуществляется каждые 2 ч.

Линия изготовлена итальянской фирмой Ла Сал-Симат СпА. Опыт эксплуатации линии показывает, что время про-

Виды затрат и потерь времени	Фонд времени линии в % по американским данным <sup>1</sup>		Эффективность в % к фонду времени за счет внедрения управления линией от ЭВМ по сравнению с релейно-контактной системой	Мероприятия, обеспечивающие эффективность
	с релейно-контактной системой управления	с программируемым контроллером и ЭВМ		
Работа линии . . . . .	63,0	71,7	+8,7	Внедрение автоматических линий с управлением работой и эксплуатацией от программируемых контроллеров и ЭВМ
Простой линии — в с е г о . . . . .	37,0	28,3	-8,7	
В том числе из-за неполадок: электрической системы . . . . .	5,5	13,0	2,5	Управление циклом работы от программируемых контроллеров или ЭВМ Диагностика отказов с помощью ЭВМ
механических устройств . . . . .	5,2	4,0	1,2	
режущих инструментов (аварийная смена) . . . . .	9,3	9,3	—	Повышение качества обработки
Профилактическая смена инструмента . . . . .	7,0	2,0	5,0	
Наладка инструмента и контроль точности обработки . . . . .	5,9	5,9	—	
Другие причины . . . . .	4,1	4,1	—	

<sup>1</sup> Entreklin D. A. — „American Machinist“, 1970, т. 114, № 5, с. 87—89.

стоев значительно сократилось. Кроме того, облегчилось планирование работы линии в связи с возможностью получения необходимой информации.

В качестве другого примера приведем систему управления сборочной линией амортизаторов на заводе американской фирмы Свейсон Демана систем. Линия состоит из ряда работающих независимо друг от друга участков, предназначенных для сборки отдельных элементов и узлов. Производительность линии 2400 амортизаторов в час. Линию обслуживает один оператор. Ее полностью автоматическая работа управляется и контролируется малыми ЭВМ модели РДР-8 и «Индастриал-14» фирмы Диджитал эквипмент корпорейшн.

Управление отдельными рабочими позициями производится программируемыми контроллерами, которые в свою очередь объединены в единый узел, управляемый малой ЭВМ.

Функции программируемых контроллеров заключаются в выполнении определенной последовательности работы в зависимости от входных сигналов. Если код входных сигналов на какой-то стадии меняется, программируемый контроллер сигнализирует об этом малой ЭВМ, которая выбирает из памяти и выдает инструкции, соответствующие возникшей ситуации. К возникшим ситуациям относятся и нарушения функционирования рабочей позиции. В этом случае ЭВМ указывает место нахождения неисправности. Периодически малая ЭВМ обрабатывает собранные данные по возникшим отказам и вызвавшим их причинам. Эти данные анализируются и ис-

пользуются для организации надлежащего обслуживания линии.

В таблице приведены данные по эффективности управления автоматическими линиями с помощью программируемых контроллеров и ЭВМ.

Наибольший экономический эффект дает внедрение ЭВМ в управление технологическим процессом (АСУТП). При широком использовании ЭВМ для управления производственным оборудованием возникает объективная необходимость в одновременном развитии автоматизации разработки документации, необходимой при автоматизации производственных операций для каждого оборудования, группы оборудования и линий, и взаимном увязывании их работы, что не может осуществляться без ЭВМ, т. е. оперативное планирование, управление и подготовка производства (подсистемы АСУП). Эти две взаимосвязанные системы представляют собой единый процесс автоматизации производства.

Для успешного решения задачи автоматизации производства рекомендуется осуществлять разработку АСУП и АСУТП одновременно, что обеспечит создание комплексных взаимосвязанных систем. Внедрению автоматизированных систем управления должна предшествовать большая подготовительная работа и прежде всего тщательная подготовка объектов к автоматизации.

Особого внимания заслуживают вопросы организации производства и совершенствования технологии, подготовки кадров, стандартизации и унификации форм документов для обработки при помощи ЭВМ.

Для создания основанных на ЭВМ систем, способных успешно управлять производственными процессами, требуются объединенные усилия специалистов, хорошо разбирающихся в работе предприятия и его оборудовании, и специалистов в области электронной техники. В связи с этим в настоящее время руководителями отделов АСУП и АСУТП назначают опытных производственников, а не специалистов в области электронно-вычислительной техники.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Shah R. — „Iron Age Metalwork International“, 1974, т. 13, № 7, с. 34—36.
2. Palko Ed. — „Plant Engineering“ (USA), 1973, т. 27, № 7, с. 84—89.
3. Marker R. L. — „Papiers American Society of Mechanical Engineer“, 1972, NDE-54, 5 pp.
4. Tipton H. — „Metalworking Production“, 1973, т. 117, № 5, с. 64—67, 69, 71, т. 6, № 6, с. 44, 46—47.
5. Henry Donald E. — „Factory“, 1973, № 6, с. 44, 46.
6. Kish St. C. — „Machinery“ (USA), 1972, т. 78, № 6, с. 41—48.
7. Pond J. B. — „Automotive Industries“, 1974, т. 150, № 11, с. 31—36.
8. Розенштейн М. Я. Автоматизированные системы управления в механосборочном производстве зарубежной автомобильной промышленности. М., НИИНавтопром, 1972.
9. Розенштейн М. Я. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 9, с. 41—43; 1973, № 3, с. 37—40.

**М. Я. РОЗЕНШТЕЙН**

УДК 621.74:65.011.56

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Использование программного управления в автоматических формовочных линиях при заливке чугуна

Швейцарская фирма Georg Fischer AG разработала заливочную систему для чугуна с шаровидным графитом, ковкого и серого чугуна, в которой используется программное управление. В заливочную установку GEA включены ковш со стопором и специальный механизм стержня стопора. Ковш со стопором установлен на комбинированной станине, с помощью которой ковш может перемещаться в поперечном и продольном направлении к участку заливки. Станина также позволяет точно регулировать отверстие для

загрузку и разгрузку ковша вне участка заливки. Стержень стопора охлаждается воздухом. Он работает в течение недели в две смены без перерыва. Заливочная система сконструирована из унифицированных узлов. Фирма выпускает и специальное оборудование — электронную систему программного управления, благодаря которому точно соблюдается доза заливки.

«Giessereitechnik», июнь 1975, т. 21, № 6, с. 215—216.

### Новая формовочная линия

Автоматическая формовочная линия, созданная в ГДР предприятием VEB Giesserei, оснащена двумя

однопозиционными формовочными автоматами для изготовления нижних и верхних опок размерами 100×800×300/300 мм. Опки изготовляются способом встряхивания с подпрессовкой. Статическое давление прессования поддерживается в пределах 8 и 14 кгс/мм<sup>2</sup> и регулируется бесступенчато.

Опки перемещаются рольгангом с поворотными столами. Укладываемое устройство опускает верхнюю опку на нижнюю с установленными стержнями. Перед позицией шлифования и после охлаждения вновь устанавливают грузы для утяжеления с противоположной стороны рольганга. Изготовленные и охлажденные опки с помощью подъемного

устройства поднимают на другой рольганг и транспортируют к устройству для выбивки. Болван с отливкой подается к виброслиту, где смесь отделяется от отливки. Пустая опока передается в поворотное устройство, затем автоматически разделяется на половины и вновь подается к формовочным автоматам. «Praxis», апрель 1975, № 8, с. 141—142.

#### Пресс-автомат для горячей штамповки деталей

Пресс-автомат модели 2-3 для горячей штамповки изготовлен фирмой National Machinery. Производительность пресс-автомата 150 дет/мин. Фирма выпускает трех- и четырехпозиционные прессы. Самый большой из выпускаемых пресс-автоматов штампует детали весом 3,2 кг при производительности 70 дет/мин. Пресс-автомат модели 2-3 предназначен для штамповки шестигранных гаек размером 60,3 мм. После прошивки отверстия съемное приспособление отделяет деталь от пуансона, и деталь падает в разгрузочный желоб. В то время когда детали движутся вверх относительно матриц, они снимаются с пуансонов выталкивателями. Обычно для заготовок используются прямые стержни. Пресс снабжен автоматической системой установки высоты отрезаемой заготовки. Заготовка подается с помощью направляющих роликов, а перед резкой стержень жестко фиксируется захватами, благодаря чему стержень отрезается точно и не происходит повреждения инструмента. Привод механизма резки — кулачковый. Заготовка от одной матрицы к другой перемещается горизонтально с помощью захвата с пальцами, конструкция которого очень проста. Захват можно легко регулировать и менять. Каждая матрица имеет свой выталкивающий механизм, регулируемый на различную высоту заготовки, благодаря которому получают точное позиционирование заготовки в захватывающем устройстве. Температура заготовки достигает 1160°C, поэтому на прессе предусмотрена система охлаждения: наружная — для пуансонов, захвата и направляющих и внутренняя — для матриц, подающих роликовых валов и съемника. Конец пуансона часто соприкасается с горячим металлом, поэтому его орошает охлаждающая жидкость, а в это время разбрызгивающие головки перемещаются снизу вверх, а направляющая назад и вниз. Механизм разбрызгивающих головок выполняет двойную функцию: обнаруживает деталь, насаженную на пуансон, и останавливает пресс.

«Metalworking production», апрель 1975, т. 119, № 4, с. 17.

#### Автоматический станок для удаления заусенцев

Фирма Precima выпускает станок, предназначенный для удаления заусенцев, центрования и снятия фасок с деталей типа валов и труб диаметром 15—40 мм и длиной 300—1200 мм. Детали, подвергаемые обработке, вручную загружают в наклонный магазин-накопитель, а оттуда они автоматически подаются к рабочим органам станка, где автоматически выверяются по положению и закрепляются. Шпиндели станка ускоренной подачей вводятся в рабочую пози-

цию. По достижении шпинделями упоров специальное устройство переключает ускоренную подачу на рабочую. После окончания обработки это устройство включает систему отвода шпинделей. Обработанная деталь с помощью двух толкателей подается на рольганг, который передает ее на поддон. Станок можно легко встроить в автоматическую линию металлорежущих станков.

«Industrie-Anzeiger», апрель 1975, № 27, с. 533.

#### О введении горячей газовой атмосферы в печь для термообработки

Разработан способ приготовления защитной газовой атмосферы в реторте, специально встроенной в печь. Способ имеет большие преимущества по сравнению с обычным использованием отдельного генератора. Основные особенности газоприготовительной установки заключаются в том, что реторта с катализатором расположена в стенке печи непосредственно в месте ввода смеси газов и что предусмотрен внутренний обогрев слоя катализатора трубчатыми нагревателями тонкого сечения. Вследствие высокой мощности нагревателей стало возможным сделать слой катализатора достаточно коротким и не выходящим практически за пределы теплоизолированной стенки печи. Относительно небольшая поверхность торцевой стенки реторты, отделяющей ее от внутреннего пространства печи, также способствует поддержанию независимых тепловых режимов в реторте и в печи. Производительность установки составляет 10—30 м<sup>3</sup>/ч защитного газа. Характер атмосферы может быть восстановительным, окислительным или науглероживающим в зависимости от пропорционирования исходной смеси. При использовании данного способа достигается существенная экономия энергии, сокращаются непроизводительные потери тепла, характерные для обычного способа. Энергия нагрева реторты и тепло сгорания исходной газовой смеси продуктивно используются в форме тепловой энергии атмосферы. Сокращается примерно вдвое стоимость приготовления защитного газа, составляющая для камерной печи около 10% всей стоимости термообработки. При введении непосредственно в печное пространство горячей газовой атмосферы повышается взрывобезопасность процесса, а это особенно важно для низкотемпературных способов обработки. Кроме того, сокращается время удаления из печи кислорода воздуха, который не только вытесняется, но и химически связывается компонентами атмосферы. При данном способе значительно активизируется переход вещества. Так, при науглероживании стали 18CrNi8 эндогазом с добавкой метана в течение 1 ч при 920°C была получена глубина слоя 0,45—0,5 мм, как и при капельном способе цементации. Общим этим способам присуща та особенность, что контакт поверхности садки с науглероживающими газовыми смесями происходит сразу же после их образования без промежуточного охлаждения. Газовые молекулы, образующиеся при введении в печь, являются более реакционно способными, чем пассивируемые в результате охлаждения. Наиболее сильная активизация газа происходит при образовании атмосферы из диссоциированного аммиака. В случае цементации в указанной атмосфере с добавлением метана и соблюдения прочих условий

приведенного примера глубина слоя возрасла до 0,6 мм, т. е. стала аналогичной получаемой в соляной ванне. При цементации изложенным способом происходит активизация всех стадий процесса переноса углерода из газовой фазы в сталь, включая его диффузию в глубь материала.

«Härerei-Technische Mitteilungen» апрель 1975, т. 30, № 2, с. 107—111.

#### Погрешность в шестернях после шевингования

Погрешности в зубчатой передаче вызываются в основном эксцентрисностью между осью, относительно которой шестерня была предварительно нарезана, и осью, относительно которой она шевинговалась. С помощью однопрофильного метода контроля определяют кинематические погрешности зацепления проверяемой шестерни по сравнению с эталонной при заданном зазоре, чего нельзя достичь двухпрофильным методом контроля. После шевингования снижается эксцентрисность зубьев шестерни, а общая накопленная погрешность зацепления не снижается и приближается к начальному биению. Различные параметры зубчатого колеса (профиль, шаг, спираль) можно проверять на различных приборах. Если эти параметры соответствуют верхнему пределу, накопленная погрешность в зацеплении будет выходить за пределы поля допуска. Метод однопрофильного контроля позволяет быстро определить и суммировать все погрешности. Погрешности зубчатых передач необходимо определять для оценки шума зацепления, а также для определения качества делительных пар и планетарных шестерен.

«Machinery and Production Engineering», апрель 1975, с. 126, № 3255, с. 384—386. 386.

#### Новая конструкция привода электродной проволоки

Английская фирма Hobart Brothers Ltd. на последней международной выставке сварочного оборудования продемонстрировала новую систему привода, которая обеспечивает зависимый метод подачи электродной проволоки от удаленного стационарного источника. Конструкция этой системы значительно отличается от конструкций существующих приводов: вместо обычных подающих роликов с зубчатой передачей, узел подающих роликов, установленный на втулке, которая соединена с валом двигателя постоянного тока. Подающие ролики устанавливаются под углом к электродной проволоке, которая подается через отверстие вала двигателя. Двигатель сделан таких размеров, что он встраивается в ручку пистолета. Когда узел подающих роликов вращается, он передает линейное усилие проволоке. Скорость подачи определяется скоростью двигателя, углом установки подающих роликов и давлением, которое они оказывают на проволоку. Ролики подпружинены, что обеспечивает нужную степень скольжения, поэтому не нужно балансировать приводное устройство, как в обычных приводах. Новая конструкция привода представлена в двух вариантах: Linear I для электродной проволоки диаметром 7,6—11 мм и Linear V для диаметра 1,5—2,7 мм.

«Metal Construction», апрель 1975, т. 7, № 4, с. 189.

УДК 629.113.001

Влияние различных факторов на время задержки поступления масла к парам трения в период пуска и прогрева двигателя. Григорьев М. А., Павлиский В. М., Карпенко В. В. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Рассмотрено влияние различных факторов на время поступления масла к подшипникам коленчатого вала, а также на надежность и долговечность автомобильного двигателя. Рис с. 4. Би б л. 3.

УДК 629.113.049

Диагностика цилиндропоршневой группы двигателей ЯМЗ. Долецкий В. А., Иванов А. А., Толстов В. А. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Рассмотрены различные диагностические параметры, выбранные наиболее информативные параметры, определены их предельно допустимые значения. Установлены предельно допустимые значения износов деталей цилиндропоршневой группы. Исследовано влияние износов деталей этой группы на мощностные и экономические показатели двигателей. Та б л. 2. Рис с. 4.

УДК 621.43.032.8

Особенности работы системы топливоподачи бензинового двигателя в кавитационных условиях. Маркеев В. Д. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Рассмотрено влияние гидравлического сопротивления как всасывающей, так и нагнетательной магистрали системы топливоподачи, а также влияние конструкции отдельных элементов бензонасоса на вероятность образования кавитационных условий. Рис с. 5. Би б л. 7.

УДК 629-113.075

Исследование причин неравномерного износа шин легковых автомобилей. Фортунков Д. Ф. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Приведены результаты экспериментальных исследований факторов, влияющих на характер износа рисунка беговой дорожки протектора шин легковых автомобилей, а также данные об изменении схождения управляемых колес автомобиля ГАЗ-24 при движении на прямой дороге с ровным асфальтовым покрытием на различных скоростях и режимах. Установлено влияние развала на односторонность износа шин и на отсутствие связи между сходом и развалом управляемых колес автомобиля. Результаты экспериментальных работ показывают, что основным фактором, влияющим на неравномерность износа рисунка беговой дорожки протектора по ширине и по окружности, является кривизна профиля беговой дорожки протектора шины. Рис с. 3.

УДК 629.113-535.2

Исследование температурного режима гидромеханической передачи автобуса в условиях жаркого климата. Сергеев А. Л., Сарафанов Ю. К., Хомяко С. Е., Трибулев О. Г., Терехов А. С. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Дано описание исследования теплового состояния гидромеханической передачи автобуса городского типа в предельных условиях эксплуатации. Та б л. 1. Би б л. 2.

УДК 629.113.001

Эксплуатационная нагруженность кузовов автомобилей БелАЗ большой грузоподъемности. Сироткин З. Л., Михайлов В. А., Калинин Ю. П., Носик В. Д., Добрых Л. И. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Приведены результаты тензометрических исследований воздействия со стороны дороги на кузов и напряжений в несущих элементах кузова автомобиля-самосвала БелАЗ-548А в эксплуатационных условиях. Рис с. 3.

УДК 629.113.59

Методика выбора типа тормозного привода. Генбом Б. В., Гутта А. И., Артемьева Н. В., Найда А. И. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Рассмотрена методика выбора типа тормозного привода с учетом современных требований к эффективности торможения и легкости управления. Приведены аналитические зависимости и номограмма, позволяющая оценить предельные возможности тормозной системы с тем или иным сочетанием типов тормозных механизмов и тормозных приводов. Та б л. 2. Рис с. 3. Би б л. 5.

УДК 629.113.001.1

Определение работы трения в контакте при качении колеса с пневматической шиной по жесткому основанию. Вирабов Р. В. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Изложены закономерности распределения удельных работ трения по ширине беговой дорожки протектора, согласно которой ведущий и ведомый режимы качения колеса при малых продольных силах характеризуются различной по ширине дорожки интенсивностью износа. Та б л. 1. Рис с. 3. Би б л. 6.

УДК 629.113.012.83

Резинокордные упругие элементы для систем автономного пневматического подвешивания. Виташевский Е. П. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Приведены конструкции разработанных пневморессор размера 180—200 моделей Н-10а и Н-10б для системы автономного пневматического подвешивания объектов. Лабораторные и эксплуатационные испытания пневморессор дали положительные результаты по надежности использования, рабочим показателям и герметичности. Рис с. 5. Би б л. 2.

УДК 621.667.6

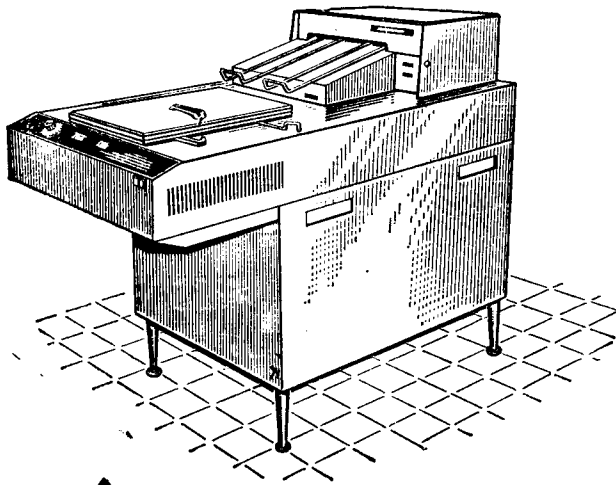
Применение электроосаждения для окраски малогабаритных топливных баков. Ковалиско Ю. М., Егоров Г. Я., Урицкий И. Л., Нитка Л. Я., Сидор Р. В., Бурзан З. А. «Автомобильная промышленность», 1975, № 11.

Дается описание применения процесса окраски бензобаков методом электроосаждения, что позволяет заменить дорогую оцинкованную или оцинкованную сталь. Та б л. 1. Рис с. 1. Би б л. 6.

## Вниманию руководителей предприятий и организаций!

СОЮЗОРГТЕХНИКА предлагает электрофотографический аппарат ЭН-12К1-1

Каунасского экспериментального завода средств автоматизации



Аппарат предназначен для получения копий на электрофотографической бумаге с различных листовых и сброшюрованных оригиналов. Копии форматов 11 и 12 (300×210 и 300×420 мм) изготавливаются без изменения масштаба. Все процессы автоматизированы. Программное устройство обеспечивает установку и получение от одной до 23 копий.

Для работы аппарата необходимы следующие материалы:

- электрофотографическая бумага ЭФП-1 (изготовитель: фабрика им. Янониса, г. Каунас);
- носитель электрографический № 1;
- краска электрографическая Ч-1 (изготовитель: объединение «Литбытхим», г. Вильнюс).

### Технические данные

Производительность в копий/мин:	
по формату 11 . . . . .	11
по формату 12 . . . . .	6
Потребляемая мощность в кВт . . . . .	2,5
Габаритные размеры в мм . . . . .	1210×675×990
Вес в кг . . . . .	155
Цена в руб . . . . .	1840

Гарантийные письма с указанием отгрузочных, банковских и почтовых реквизитов, а также форму № 2 направляйте по адресу: Москва, 119285, 1-й Мосфильмовский пер., 16. ВНИИоргтехника, группа конъюнктуры и спроса.

СОЮЗОРГТЕХНИКА

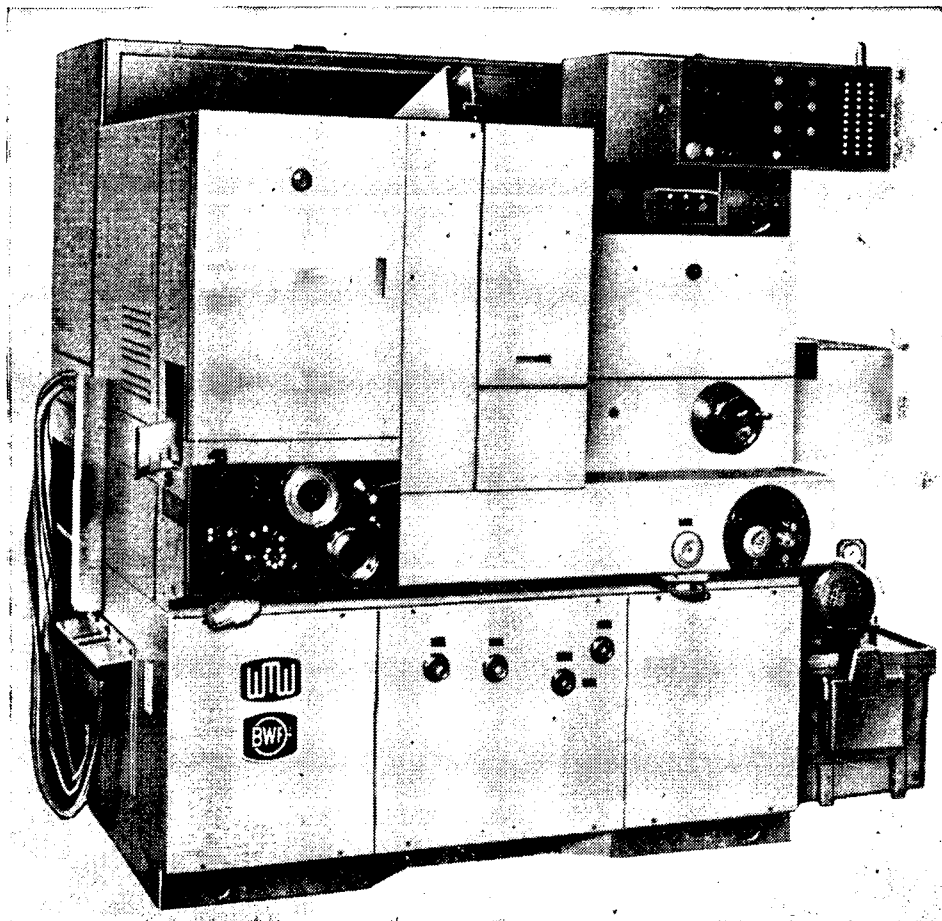
# СТАИКИ И ИНСТРУМЕНТЫ ИЗ ГДР

## ВНУТРИШЛИФОВАЛЬНЫЕ АВТОМАТЫ SIW 3B, SIW 4B, SIW 5B ДЛЯ ОБРАБОТКИ КОРОТКИХ ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ, ПРЕИМУЩЕСТВЕННО ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

- Высокая производительность при одновременной высокой точности.
- Оптимальная приспособляемость к различным задачам обработки.
- Скорость шлифования до 80 м/с.
- Малая доля вспомогательного времени.
- Быстрая смена детали.
- Быстрая настройка.
- Удобство обслуживания.
- Малые затраты труда на уход.
- Малая потребность в производственной площади.
- Возможность встраивания станков в поточную линию.

Внутришлифовальные автоматы SIW 3E, SIW 4E, SIW 5E для врезного шлифования подшипников.

Универсальные внутришлифовальные автоматы SIW 3U, SIW 4U для врезного шлифования подшипников.



WMW—Export—Import  
Volkseigener Außenhandelsbetrieb der  
Deutschen Demokratischen Republik  
DDR-104, Berlin, Chausseestraße  
111/112

**ГЕРМАНСКАЯ ДЕМОКРАТИЧЕСКАЯ  
РЕСПУБЛИКА**

VEB Werkzeugmaschinenkombinat  
„7 Oktober“ Berlin  
VEB Berliner Werkzeugmaschinenfabrik  
DDR-1146, Berlin—Marzahn

Запросы на проспекты и каталоги просим направлять по адресу: 103074, Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР.  
Приобретение товаров иностранного производства осуществляется предприятиями через МИНИСТЕРСТВА И ВЕДОМСТВА в ведении которых они находятся. Вологодская областная универсальная научная библиотека В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»



## Автоматическое оборудование фирмы КРОСС для металлообработки, сборки и испытаний повышает производительность

Фирма КРОСС — крупнейший в мире производитель станков специального назначения. Ее заводы находятся в США, ФРГ, Англии и Японии. На каждом из них имеются свои конструкторские отделы и производственные цехи.

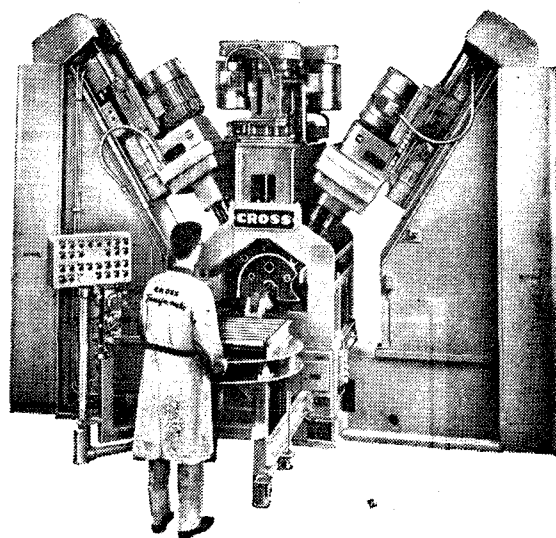
Со времени своего основания (1898 г.) фирма дала «путевку в жизнь» многим основным методам станкостроения, применяемым и сегодня, в частности методу «узловой конструкции станков». Станки и линии, показанные справа, различны, но все они построены с применением аналогичных основных узлов — станин, механизмов подачи, приводов транспортеров, фрезерных головок, приспособлений зажима спутников и т. д.

Опыт фирмы успешно применяется во всех основных отраслях промышленности, например, при производстве как легковых, так и грузовых автомобилей, тракторов, самолетов, бытовой техники. Производительность созданного фирмой оборудования составляет от одной до семисот деталей в час. Поэтому метод «узловой конструкции станков» не ограничен применением высокопроизводительного оборудования. Фактически он позволяет использовать высокопроизводительные методы и при малом объеме выпуска изделий.

Если Вы намерены покупать новое оборудование для металлообработки, сборки или испытаний, пожалуйста, обращайтесь к фирме КРОСС. Мы с удовольствием используем возможность продемонстрировать наш опыт при производстве ваших изделий, посоветовать, как повысить производительность в пересчете на одного рабочего.

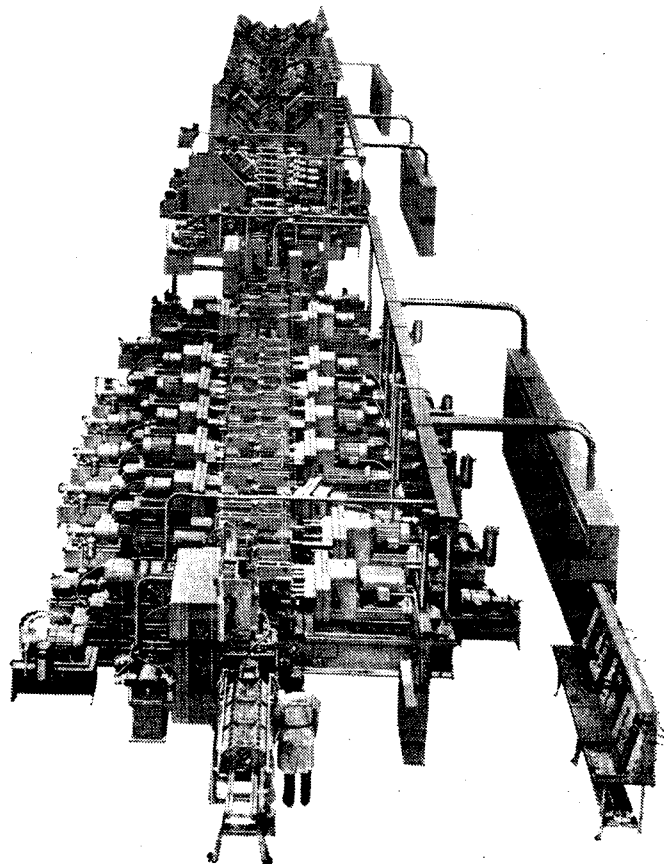
## CROSS

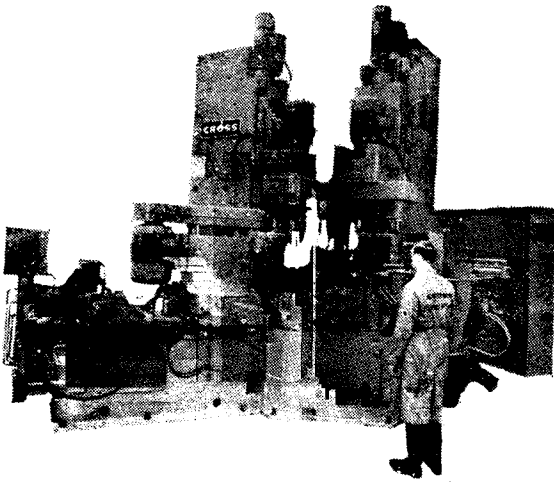
CROSS-FRASER DIVISION  
Fraser, Michigan 48026, США  
CROSS EUROPA-WERK, GmbH  
7317 Wendlingen/Neckar, ФРГ  
CROSS INTERNATIONAL, A. G.  
Knowsley, Lancs. L 349 EZ, Англия  
ENSHU-CROSS K. K.  
Hamakita City, Япония



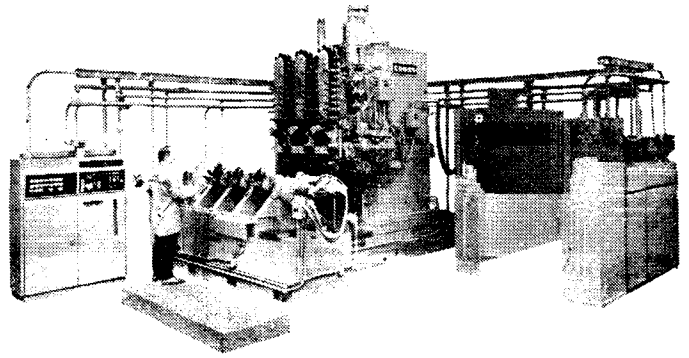
Автоматический однопозиционный станок КРОСС для многооперационной обработки деталей при малом объеме выпуска

Полные производственные комплексы КРОСС состоят из одной или нескольких автоматических линий и специальных станков, на которых выполняются металлорежущие, сборочные и испытательные операции при среднем и высоком объеме выпуска продукции. Комплекс, показанный ниже, состоит из нескольких линий типа КРОСС MOD II TRANSFER-MATIC, на которых перемещение деталей осуществляется шаговым транспортером.



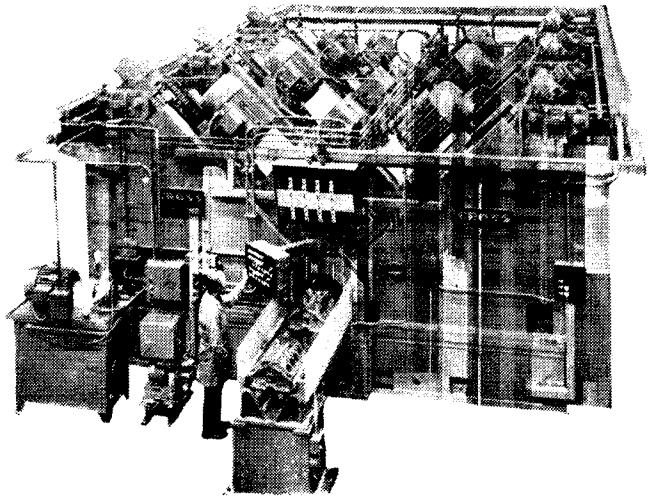


Автоматический многопозиционный станок КРОСС с поворотным столом для многооперационной обработки деталей при высоком, среднем и малом объеме выпуска

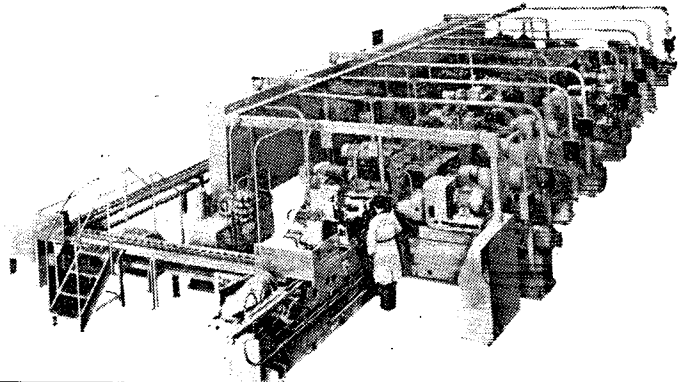


Автоматический специальный обрабатывающий центр КРОСС с числовым управлением для многооперационной обработки деталей, изготавливаемых партиями при малом объеме выпуска

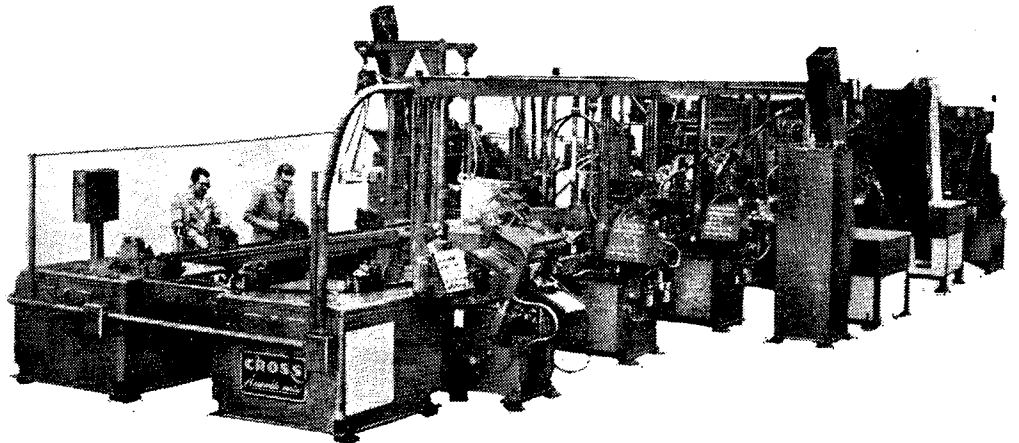
Линия КРОСС MOD I TRANSFER-MATIC для многооперационной обработки деталей при среднем и высоком объеме выпуска. Обрабатываемые детали транспортируются путем скольжения по направляющим.



Линия КРОСС MOD III TRANSFER-MATIC для многооперационной обработки деталей при среднем и высоком объеме выпуска. На линиях этого типа деталь зажимается в спутнике, который во время движения жестко связан с транспортным механизмом, осуществляющим движение до следующей позиции.



Линии КРОСС MOD IV TRANSFER-MATIC и ASSEMBLE-MATIC для многооперационной обработки деталей при среднем и высоком объеме выпуска. На линии деталь зажимается в спутнике, который движется от одной позиции к другой независимо от других спутников при помощи несинхронного транспортера.

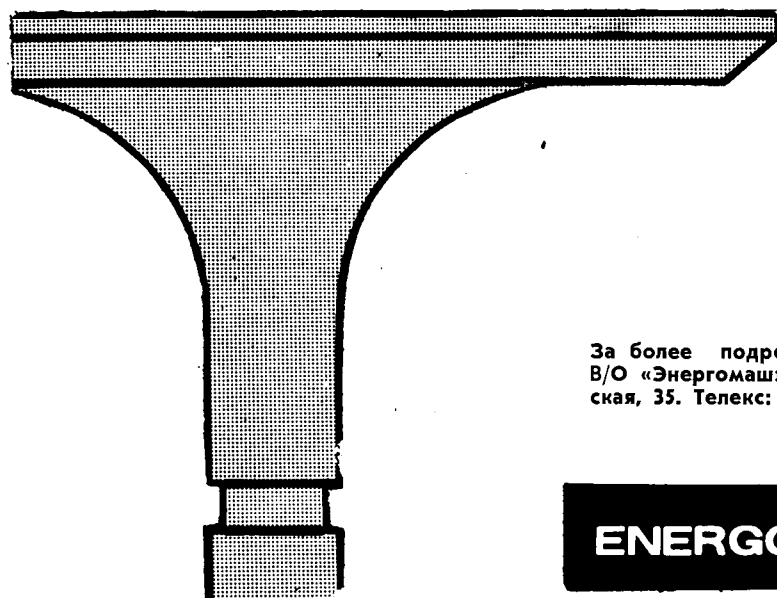
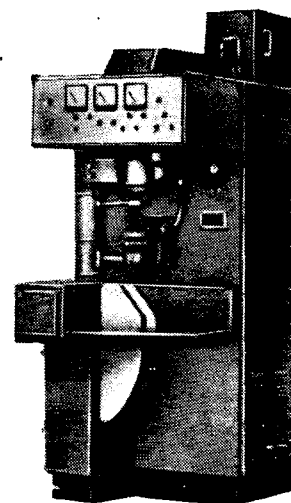
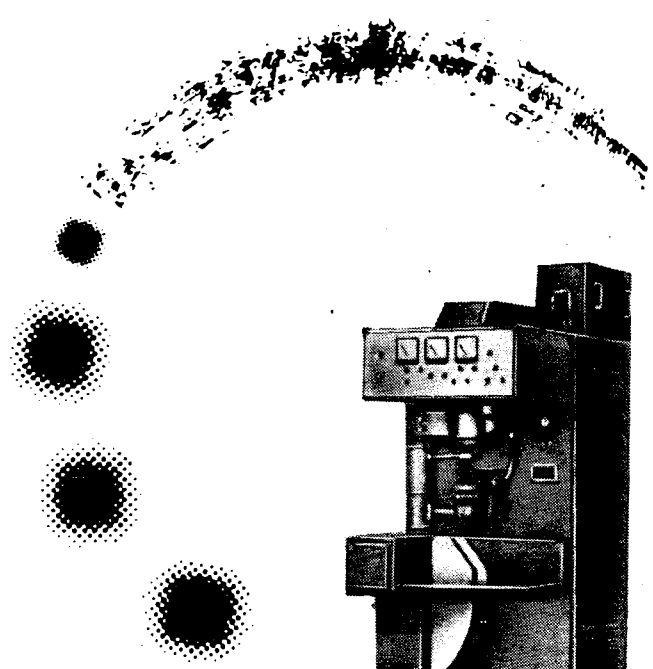


# Новая технология наплавки клапанов двигателей внутреннего сгорания

Полуавтомат ОБ-1098 производит наплавку рабочей поверхности клапанов методом намораживания сплава на никель-хром-бор-кремнистой основе.

Замена наиболее распространенной ацетилено-кислородной наплавки кобальтовых стеллитов новым способом наплавки позволяет получить экономию в размере 30—40% от стоимости готового клапана.

Диаметр в мм:	
тарелки клапана . . . . .	30—60
стержня клапана . . . . .	8—12
Высота клапана в мм . . . . .	110—200
Производительность в клапан/ч . . . . .	До 200
Мощность в кВт . . . . .	44
Расход воды в л/мин . . . . .	40
Вес в кг . . . . .	320



За более подробной информацией обращаться по адресу:  
В/О «Энергомашэкспорт», СССР, Москва В-330, Мосфильмовская, 35. Телекс: 7565.



АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ, 1975, № 11, 1 — 48