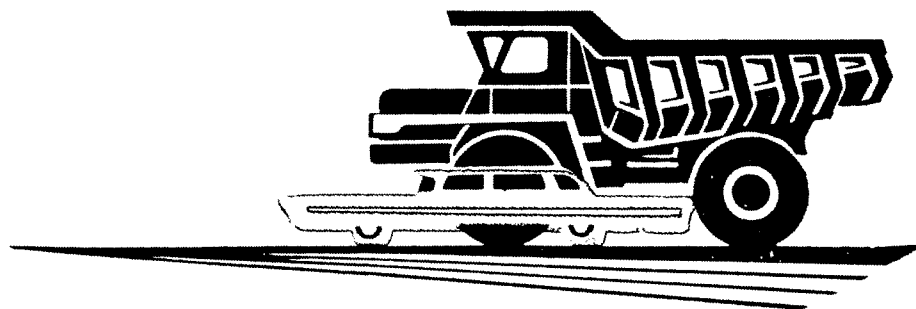


А **ВТОМОБИЛЬНАЯ**

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1963

5



Содержание

Шире использовать пластмассы в автомобилестроении	1
---	---

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Е. Б. Итин — Организация и обслуживание инструментом автоматических линий	3
---	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

А. П. Лебединский — Влияние антидетонационных качеств топлива на мощностные и экономические показатели двигателя	5
Н. П. Харитонов, В. А. Анохин — К вопросу о плавности переключения гидромеханической передачи	10
Б. М. Демиденко — Аналитическое определение величины износа элементов тормозной пары	15
С. И. Рокас — Зависимость сопротивления качению автомобиля ЗИЛ-157 от состояния грунта	18
Ф. Н. Авдонькин — Исследование изменения геометрической формы детали без разборки сопряжения	20
Д. А. Антонов — Экспериментальные зависимости по боковому уводу шин	21
Я. С. Агейкин, Г. В. Аржанухин — Упругая резиновая муфта для трансмиссии многоосного автомобиля	24
С. С. Славолубов — Аналитический метод определения времени и пути торможения автомобиля двигателем	25
Ю. Б. Бельский — О требованиях к тормозным свойствам автомобиля	26
Г. Г. Терзибашьян, В. А. Васюков, М. С. Песоцкая — О методе испытаний на стенде глушителей шума впуска и выпуска автомобильных двигателей	28
М. Н. Закс — Определение усилий в заклепках при кручении рам грузовых автомобилей	29
А. И. Яковлев, И. С. Свириденко, А. Б. Козловский — Особенности работы силовых передач при общем и раздельном электроприводе	31
Л. Г. Храпунов, Г. В. Надеждин — Безопасность движения на бескамерных шинах	34

ТЕХНОЛОГИЯ

В. А. Захаров — Механические и эксплуатационные качества литых коленчатых валов двигателей ГАЗ	35
А. В. Суркова, Е. А. Блоштейн — Изготовление ручьев ковочных штампов электроимпульсным методом	38
Б. А. Сосновский — Толкающие конвейеры автоматической линии обработки поворотных кулаков автомобиля	39
Н. И. Гораций — Хонингование шлицевых отверстий в закаленных шестернях	40
Г. С. Ракошиц — Утонение стенок цилиндрических стаканов методом ротационного выдавливания	44

ИНФОРМАЦИЯ

И. П. Уткин — Мостовые краны-штабелеры	44
П. В. Хруцкий — Гидропресс для изготовления деталей из капрона	46
Г. В. Быстрова — Консервация деталей летучими ингибиторами	47
Ю. В. Наумов — Легковые автомобили на Парижской автомобильной выставке 1962 г.	48

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

П. А. Аксенов, Ю. В. Пирковский — Рецензия на книгу Н. А. Бухарина, В. К. Голяка. Испытание автомобиля с использованием электрических методов измерения, Машгиз, 1962	3-я стр. обл.
---	---------------

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, [Е. Б. Арманд], В. А. Бабенко, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Г. М. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, [Г. В. Зимелев], К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, И. И. Киселев, Л. В. Косткин, Д. В. Лялин, П. В. Нагаев, Д. Д. Мельман, М. А. Пашин, Э. С. Разамаг, В. Я. Селифонов, К. В. Строганов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор Р. Ф. Цветкова.

Т-05634 Сдано в производство 7/III 1963 г. Подписано в печать 19 IV 1963 г.
Тираж 15175 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,25. Бум. л. 3. Формат 60×92¹/₈. Зак. 1179.

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

5

М А И

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1963

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
ПО АВТОМАТИЗАЦИИ И МАШИНОСТРОЕНИЮ
ПРИ ГОСПЛАНе СССР

Год издания XXIX

ШИРЕ ИСПОЛЬЗОВАТЬ ПЛАСТМАССЫ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ для применения пластмасс имеются большие перспективы.

Применение пластмасс дает возможность решить одну из основных задач, стоящих перед конструкторами-автомобилистами: максимально уменьшить вес автомобиля и улучшить его эксплуатационные качества.

По предварительным подсчетам каждый килограмм пластмасс заменяет 2,5—3 кг других материалов главным образом стали. При изготовлении деталей из пластмасс их вес снижается на 60%.

Кроме того, пластмассы имеют еще ряд преимуществ по сравнению с другими материалами, применяющимися в автомобилестроении.

Производство изделий из пластмасс сравнительно проще, чем производство этих же изделий из других материалов, при этом требуется меньшее количество производственных операций и менее сложное, более дешевое оборудование. Число деталей кузова легкового автомобиля и кабины грузового автомобиля уменьшится в 10—12 раз. Имеется перспектива устранения отделочных работ (окраски, полировки, подготовки поверхности под окраску и пр.). В случае применения уменьшится количество отходов при обработке, в эксплуатации снизятся расходы на ремонт и уход за автомобилем. Кузов и кабина, изготовленные из пластмасс, как правило, имеют большую звукопроницаемость и теплопроницаемость. Пластмассовые шестерни работают с меньшим шумом, а подшипники не требуют смазки и т. д.

Исторические решения майского (1958 г.) Пленума ЦК КПСС создали основу для интенсивного использования пластмасс в автомобилестроении.

В организованных на ряде автомобильных и автобусных заводов и институтах лаборатории пластмасс ведутся научно-исследовательские работы в области применения пластмасс в автомобильной промышленности. Были созданы опытные конструкции панелей из стеклопластиков для кузовов и кабин, внедрены антифрикционные втулки, работающие без смазки, на некоторых заводах оловянные припои при изготовлении кузовов и кабин заменены синтетическими материалами и т. д.

В результате среднее потребление пластмасс на один автомобиль с 1958 по 1962 г. увеличилось почти в 2,5 раза (с 2,8 кг в 1958 г. до 6,9 кг в 1962 г.), при этом в указанном удельном потреблении пластмасс не учтены пластмассы, применяемые в электрооборудовании и приборах.

В среднем на один автомобиль, изготавливаемый в 1962 г., приходится около 40—45 наименований деталей из пластмасс. Разнообразие полимерных материалов, выпускаемых химической промышленностью в настоящее время, позволяет ставить

вполне конкретную задачу — довести вес деталей, изготовляемых из пластмасс, в среднем до 200 кг на один автомобиль.

Для этого автомобильной промышленности необходимо будет перевести на изготовление из пластмасс более 1000 наименований деталей.

В первую очередь пластмассами должны быть заменены цветные металлы, резина, ткани, картон, хромированная или нержавеющая сталь, а также черные металлы, из которых в настоящее время производятся относительно небольшие по размерам ненагруженные детали автомобилей.

Трубопроводы для топлива, воздуха (кроме тормозной системы) можно изготавливать из полихлорвинила, полиэтилена вместо стали, томпака и резины.

Детали узлов трения, работающие со смазкой и без смазки (втулки, упорные шайбы), которые в настоящее время выполняются из цветной ленты, могут изготавливаться из специальной стальной ленты, снабженной металлокерамическим пористым подслоем, пропитанным фторопластом со свинцом.

Детали арматуры — ручки, розетки, корпуса стеклоочистителей, изготовляемые из цинкового сплава, могут быть переведены на изготовление из этропов, сополимеров стирола, полипропилена и др.

Для производства конструктивных деталей, не несущих значительных нагрузок (крышки люков, колпаки), могут заменяться взамен стали материалы типа премиксов, волокнистого полиформальдегида и т. п.

Конструктивные детали, несущие относительно небольшие нагрузки, типа распределительных шестерен, крыльчаток вентилятора и водяного насоса, небольшие корпусные детали, выполняемые в настоящее время из стали, чугуна или цветных металлов, можно изготавливать из материалов типа полиформальдегида, волокнистого, наполненных термопластов и др.

Подушки и спинки сиденья можно изготавливать из поролона. Вторым важнейшим направлением использования пластмасс в автомобилестроении является их применение в виде стеклопластиков, заменяющих холоднокатаный стальной лист при изготовлении крупногабаритных изделий — деталей кабин и оперения грузовых автомобилей, кузовов легковых автомобилей, баков для топлива и пр.

Стеклопластики обладают рядом преимуществ по сравнению с холоднокатаным стальным листом: не подвержены коррозии, имеют меньшую теплопроводность и лучшие шумоизолирующие свойства.

Кузова легковых автомобилей, кабины и оперение грузовых автомобилей из этого материала будут значительно легче металлических и не потребуют дорогостоящих и сложных про-

цессов бондаризации и в ряде случаев окраски, необходимых при изготовлении тех же изделий из стального листа для предохранения их от коррозии и придания им хорошего внешнего вида.

Срок службы пластмассовых кузовов, особенно при безгаражном хранении, будет выше, чем стальных кузовов, а затраты на ремонт — меньше.

Возможность использования стеклопластиков, окрашенных в массу (в исходном материале), позволит полностью отказаться от окраски кузовов.

Использование пластмасс для изготовления крупных деталей автомобиля даст возможность получить значительный экономический эффект — высвободить более 500 кг разных основных и вспомогательных материалов, в основном стали, снизить трудоемкость изготовления одного условного автомобиля на 30—35 ч и себестоимость его изготовления на 100—120 руб., уменьшить эксплуатационные расходы на 120—150 руб. в год на один автомобиль.

Меньше капитальных затрат потребовалось бы и в эксплуатации автомобилей. Текущие эксплуатационные расходы могут быть снижены также из-за уменьшения расхода топлива и масла как следствия уменьшения веса автомобиля. Снижение веса автомобиля, в свою очередь, даст возможность уменьшить размеры некоторых узлов автомобиля, в том числе тормозной системы.

Скорейшее увеличение удельного потребления пластмасс с 6,9 кг в 1963 г. до 200 кг на один автомобиль требует значительно больших темпов роста потребления пластмасс.

Однако химическая промышленность в настоящее время не может удовлетворить всей потребности автомобильной промышленности в полимерных материалах.

Химической промышленности предстоит провести значительные мероприятия по увеличению выпуска полимерных материалов, повышению их качества, освоению новых материалов, а автомобильной промышленности — по разработке новых конструкций деталей грузовых и легковых автомобилей и по созданию производства по переработке пластмасс.

Объем этих работ очень большой. Так, по ориентировочным подсчетам капитальные вложения лишь в производство изделий из пластмасс будут равны по основным средствам трем-четырем заводам типа Московского автозавода им. Лихачева.

Кроме того, что автомобилестроение предъявляет требования к химической промышленности по увеличению товарного выпуска существующих видов полимерных материалов, технические свойства которых на сегодняшний день в общем удовлетворяют автомобильную промышленность, оно нуждается в повышении технических свойств некоторых полимерных материалов. В частности, нельзя допускать «старения» (снижения ударной вязкости) ряда полимерных материалов.

Необходимо добиться создания для стеклопластиков высококачественных связующих, обладающих высокой водо- и термостойкостью, прочностью, адгезией к стекловолокну. Необходимо освоить выпуск эпоксидных связующих холодного отвердевания с водопоглощением за 24 ч не более 0,1—0,2%, теплостойкостью 120—200°C и другими повышенными показателями.

Следует освоить выпуск литевых композиций полиформальдегидов, поликарбонатов и пентонов с еще большей ударной вязкостью и модулем упругости при растяжении и этим обеспечить замену дорогостоящего текстолита при изготовлении шестерен механизма распределения двигателей.

Химическая промышленность должна освоить марки полипропилена с более высокими механическими свойствами и теплостойкостью, а также сорта стабилизированного полипропилена, стойкого к действию солнечного света и более прочных наполненных сортов полипропилена.

Значительное улучшение свойств требуется от выпускаемых ныне сортов поливинилхлорида, необходимо создать литевые прозрачные марки его, ударопрочные сорта и т. п.

Группой специалистов по заданию Госкомитета по автоматизации и машиностроению и Госкомитета по химии в 1961 г. были разработаны основные технические требования к номенклатуре и свойствам этих материалов.

Заводам химического машиностроения предстоит организовать выпуск более совершенных машин и прессов для переработки полимерных материалов, особенно автоматических комплексных линий для изготовления из них сложных изделий, а также машин для изготовления изделий большого веса.

Многолетний опыт массового производства автомобилей позволил довести до высокой степени совершенства конструкцию и технологию производства стальных кузовов легковых и кабин грузовых автомобилей, но их нельзя механически перенести в область конструирования и технологию производства кузовов из пластмасс. Необходимо создать новые конструкции, приемлемые для эксплуатации, использующие технологические и конструктивные возможности нового материала. Создавая конструкцию кузовов и кабин, нужно определить оптимальные технологические методы изготовления деталей, методы их сборки, а также создать специальное оборудование и оснастку для массового производства.

В настоящее время изделия из пластмасс производятся часто на случайно созданных участках в цехах основных заводов, на заводах химической промышленности, на мелких мало приспособленных для переработки пластмасс предприятиях местной промышленности. Имеющееся оборудование по переработке пластмасс рассредоточено по указанным, часто небольшим участкам в единичных экземплярах, что не позволяет широко применять прогрессивные высокопроизводительные методы переработки пластмасс и полностью использовать мощность существующего оборудования.

Часть указанного оборудования является устаревшим, непроизводительным и требует замены на совершенное, высокопроизводительное автоматизированное оборудование.

Машиностроение в ближайшие годы должно освоить несколько десятков типов прессов, станков термопластавтоматов, литевых машин, агрегатов для изготовления пленок, труб, гранулирования термопластов, для раздува изделий, гранулирования отходов пленки и отходов термопластов, формовочные машины для крупногабаритных изделий, агрегаты для непрерывного производства профильных изделий из стеклопластиков методом протяжки, агрегаты для производства плоского листа из стеклопластиков и т. д.

Для автомобильной промышленности требуется создание комплексных поточных и автоматических линий, охватывающих всю переработку полимерных материалов в изделия от заготовительных до отделочных операций.

Для организации производства по изготовлению из пластмасс значительно возрастающего количества деталей потребуются создание специализированных отраслевых и межотраслевых заводов. В этой связи следует рассмотреть вопрос о целесообразности создания опытного завода по изготовлению пластмассовых кузовов автомобилей типа «Москвич».

Период интенсивного внедрения пластмасс совпадает с началом нового этапа развития автомобильной промышленности, характеризующегося ростом выпуска продукции и освоением производства новых конструкций автомобилей, автобусов, прицепов и полуприцепов.

Начекаемый рост выпуска автомобилей вызовет необходимость строительства ряда специализированных прессово-кузовных цехов, предназначенных для изготовления кузовов легковых автомобилей и кабин грузовых автомобилей из листового стали.

Для этих цехов требуются здания с высокими пролетами, с фундаментами подвального типа под сложные и большие прессы, со специальными устройствами для удаления отходов и т. п. Для изготовления кузовов легковых и кабин грузовых автомобилей из стеклопластика такие дорогостоящие цехи не потребуются.

Поэтому проектные институты должны уже сейчас приступить к подготовке проектирования цехов и заводов по изготовлению крупногабаритных кузовных деталей или комплектов кузовов и кабин из пластмасс и, не дожидаясь полного окончания работ по созданию конструкций пластмассовых кабин и кузовов, разработать совместно с научно-исследовательскими конструкторскими и технологическими институтами отрасли соответствующие предложения по уменьшению потерь при строительстве новых прессово-кузовных цехов по переработке стального листа на переходный период.

Нельзя обеспечить на требуемом уровне выполнения всего объема конструкторских и технологических работ по созданию новых конструкций деталей и узлов из пластмасс и новых технологических процессов по переработке пластмасс силами разрозненных небольших групп специалистов при существующих отраслевых институтах и заводах. Для широкого внедрения пластмасс в автомобильной промышленности в намечаемых объемах необходимо создать отраслевой институт по полимерным материалам с экспериментальным заводом.

Организация и обслуживание инструментом автоматических линий

Е. Б. ИТИН
НИИТАвтопром

ОБСЛУЖИВАНИЕ рабочих мест инструментом в условиях автоматизированного производства имеет очень важное значение.

Существующая система обслуживания инструментом производственных участков и рабочих мест не может обеспечить бесперебойную работу автоматических линий. Хожение рабочих и наладчиков за инструментом в инструментально-раздаточные кладовые, как это принято в практике механических цехов, вызывает не только простои отдельных станков, но и нарушение установленного ритма работы целых линий. На автоматических линиях, где при напряженных режимах используются десятки и сотни режущих инструментов, недопустимо, чтобы наладчики и тем более отдельные рабочие отвлекались на получение и обмен инструмента.

Практика показала, что для обеспечения нормальной работы автоматических линий, кроме существующих методов рациональной организации инструментального хозяйства (централизованная заточка режущего инструмента, принудительный обмен измерительного инструмента, планово-предупредительный ремонт приспособлений и др.), требуются дополнительные элементы организации, повышающие общую культуру и четкость обслуживания рабочих мест инструментом. Важнейшим условием ритмичной работы автоматических линий является такое техническое состояние инструмента, которое стабильно обеспечивает заданный уровень производительности и качества обработки изделий. Количество остановок линий или отдельных рабочих позиций для смены инструмента должно быть минимальным.

По всей системе обслуживания инструментом автоматических линий должно быть полностью исключено влияние случайных факторов на ритм производства.

НИИТАвтопромом совместно с автозаводом имени Лихачева разработана и внедряется на заводе система активного обслуживания рабочих мест инструментом. Этой системой предусматривается:

а) хранение на производственных участках страхового запаса инструмента в специальных инструментальных шкафах;

б) контроль состояния страховых запасов автоматическими устройствами и сигнализацией;

в) доставка инструмента на производственные участки и возврат его для обмена силами инструментально-раздаточных кладовых;

г) хранение инструмента в специализированных кладовых, количество которых должно быть минимальным, но площади их должны быть достаточными для организации активного обслуживания рабочих мест инструментом.

Предусматривается организация специализированных кладовых для режущего инструмента в комплекте с вспомогательным инструментом, измерительного инструмента, абразивных изделий и алмазного инструмента, а также кладовой приспособлений.

Технологический отдел должен обеспечивать указанные кладовые спецификациями хранящегося в них инструмента и картами его применения. Спецификации, выданные инструментальным кладовым, учитываются технологическим отделом, и по мере надобности в эти спецификации вносятся соответствующие изменения.

В инструментально-раздаточной кладовой режущего и вспомогательного инструмента планируется организация следующих секций: хранения инструмента, приемки и сортировки отработанного инструмента, комплектования инструмента, диспетчерской.

Секция хранения инструмента принимает заточенный инструмент из централизованного заточного участка, получает инструмент из централизованного инструментального склада для

пополнения запасов инструментально-раздаточной кладовой, хранит этот инструмент и выдает его в секцию комплектования для пополнения страховых запасов в инструментальных шкафах.

Секция приемки и сортировки отработанного инструмента принимает от экспедиторов поступающий из инструментальных шкафов изношенный или сломанный инструмент, сортирует его по пригодности для дальнейшей эксплуатации, на заточку, в ремонт, на восстановление или в утиль.

В секции комплектования комплектуют инструмент по инструментальным шкафам для отправки его на производственные участки.

Диспетчерский пульта составляет графики доставки инструмента на производственные участки, осуществляет контроль за выполнением этих графиков экспедиторами инструментально-раздаточной кладовой, принимает с производственных участков информацию о нарушении страховых запасов и принимает меры к их пополнению.

Инструмент выдается из инструментально-раздаточной кладовой на производственные участки для оснащения оборудования и создания страхового запаса и в обмен на поступивший в секцию приемки и сортировки затупленный или отработанный инструмент.

В первом случае комплект инструмента подбирается для каждого инструментального шкафа в соответствии с подетальной спецификацией на оснастку с учетом страхового запаса, установленного инструментальным отделом для каждого номенклатурного номера инструмента.

Величина этого запаса должна быть такой, чтобы можно было обеспечить бесперебойную работу автоматической линии в течение одной-двух смен.

Во втором случае выдача инструмента производится в обмен на отработанный инструмент по данным экспедитора, отмечающего в специальной ведомости количество инструмента, изъятых из инструментального шкафа для обмена.

Инструмент, отобранный для транспортирования на производственные участки, на специальных тележках с помощью малогабаритных электрокар доставляется к инструментальным шкафам.

Инструментальный шкаф является рабочим местом наладчика. В нем, кроме страхового запаса, хранятся режущий инструмент в комплекте с вспомогательным, а также инструменты и приспособления, необходимые наладчику для подналадки оборудования и инструмента.

Страховой запас инструмента и подналоженный инструмент хранятся на наклонной панели инструментального шкафа.

Подналоженный инструмент укрепляется на панели в квадратах, окрашенных в разные цвета. Каждому цвету соответствует свой период стойкости: 1 ч, 2 ч и т. д. Такое расположение инструмента ускоряет снятие его с панели для очередной замены и облегчает контроль за своевременной сменой затупленного инструмента.

В нижних секциях шкафа хранится отработанный инструмент и инструментальный для подналадки.

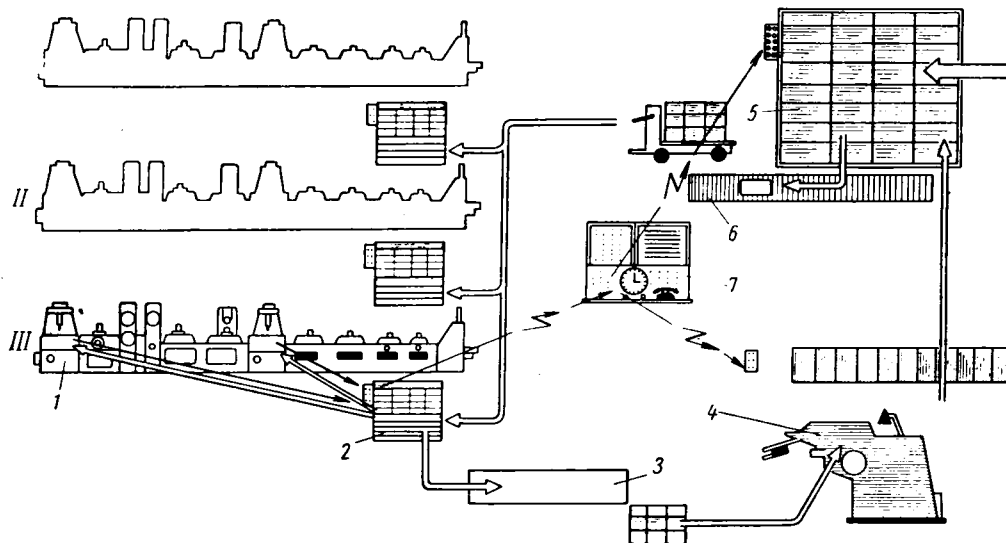
Полка, размещенная перед панелью с инструментом, является верстаком, на котором выполняются работы, связанные с подналадкой инструмента вне станка. Шкаф закрывается металлической шторой.

В установленное по графику время экспедитор инструментально-раздаточной кладовой изымает из инструментального шкафа отработанный инструмент и оставляет заточенный инструмент вместо затупленного, изъятых им в предыдущем рейсе.

Доставленный в секцию приемки и сортировки отработанный инструмент рассматривается с целью определения дальней-

шей его пригодности в эксплуатации. На изношенный или поломанный инструмент оформляется соответствующая документация, которая служит основанием для списания этого инструмента с баланса инструментально-раздаточной кладовой. Изношенный инструмент направляют в приемно-сортировочный пункт отработанного инструмента, а предназначенный для заточки — в централизованную заточную мастерскую.

На рисунке приводится схема движения затупленного и заточенного инструмента.



Затупленный инструмент с производственных участков I, II, III автоматической линии 1 поступает в инструментальный шкаф 2. Изъятый из инструментального шкафа затупленный инструмент доставляется в инструментально-раздаточную кладовую, в секцию приемки и сортировки 3 отработанного инструмента. Инструмент, подлежащий заточке, направляется в заточное отделение 4. Заточенный инструмент подается в секцию хранения 5. Туда же поступает инструмент из центрального инструментального склада для пополнения оборотного фонда. Из секции хранения 5 для комплектации инструментальных шкафов инструмент передается в секцию комплектования 6. Укомплектованные тележки с заточенным инструментом транспортируются на производственные участки для пополнения страховых запасов в инструментальных шкафах. Сигналы о нарушении страховых запасов поступают на диспетчерский пульт 7.

Помимо общей системы снабжения инструментом автоматических линий, обеспечивающей регулярное пополнение страховых запасов инструментальных шкафов, предусматри-

вается возможность использования средств автоматического контроля этих запасов. Для этого разработана система автоматического контроля обеспечения производства инструментом. Эта система имеет следующие функции:

- 1) автоматическую подачу сигналов о нарушении запасов инструмента в инструментальных шкафах;
- 2) контроль планового и фактического времени работы экспедиторов;
- 3) вызов наладчиками производственных участков диспетчера инструментально-раздаточной кладовой.

Автоматическая сигнализация о нарушении страховых запасов инструмента осуществляется с помощью датчиков, вмонтированных в панель инструментального шкафа.

Датчиками являются контакты, замыкающиеся при снятии с панели и инструмента из страхового запаса.

Сигналы от датчиков о нарушении страховых запасов инструмента поступают на диспетчерский пульт инструментально-раздаточной кладовой, на котором установлено световое табло с вмонтированными в него коммутаторными лампами с линзами на напряжение 24 в.

Под лампой подвешен номер инструмента, к которому подключен датчик.

Датчики подключаются лишь к тем инструментам, которые лимитируют работу производственных участков.

В каждом инструментальном шкафу предусматривается установка десяти датчиков. Для контроля работы экспедиторов в диспетчерской инструментально-раздаточной кладовой устанавливается сигнальное табло по количеству работающих экспедиторов. При въезде экспедитора в инструментально-раздаточную кладовую на верхней части табло включается соответствующая лампа, а при выезде — соответствующая стрелка. Лампы в нижнем ряду включаются через определенные промежутки времени в соответствии с графиком, установленным для каждого экземпляра. Таким образом, имеется возможность в каждый данный момент контролировать работу экспедитора по пополнению страховых запасов инструмента в инструментальных шкафах в соответствии с установленным графиком.

Система активного обслуживания инструментом автоматических и поточных линий может быть применена в цехах механической обработки автозаводов.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЩЕСТВО МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ, ЦЕНТРАЛЬНОЕ ПРАВЛЕНИЕ, СЕКЦИЯ АВТОСТРОЕНИЯ ОБЪЯВЛЯЮТ

К О Н К У Р С

На лучшую работу по применению электронно-вычислительных машин и разработку средств автоматизации для испытаний и исследований в области автомобильной техники.

Все материалы по конкурсу должны быть представлены до 1 ноября 1963 г. в одном экземпляре в жюри конкурса через первичные организации или республиканские, краевые и областные правления.

Материалы направляются по адресу: Москва, Центр, Б. Черкасский пер., д. 7 — Центральное правление научно-технического общества машиностроительной промышленности, Секция автостроения — Конкурс по автомобильной технике. Тел. Б 3-96-80.

Влияние антидетонационных качеств топлива на мощностные и экономические показатели двигателя

А. П. ЛЕБЕДИНСКИЙ
НАМИ

КАК показали выполненные в последний период исследования [1] при наличии топлива, обеспечивающего бездетонационную работу, наибольшие мощностные и экономические показатели карбюраторного двигателя, как и дизеля, наблюдаются при степени сжатия около 17.

Повышение степени сжатия отечественных карбюраторных двигателей от существующего уровня для массовых моделей (6—7) до целесообразного предела, указанного Рикардо (11—12), обеспечило бы улучшение мощностных и экономических показателей на 15—20%. Однако в этом случае для бездетонационной работы необходимы бензины с октановыми числами выше 100, тогда как октановые числа массовых сортов автомобильных бензинов в текущем семилетии не превысят 76—80.

Важно обеспечить лучшую равномерность детонационных требований двигателя на различных режимах его работы, так как обычно наибольшее октановое число бензина реализуется только в узкой зоне режимов (полная нагрузка, невысокие числа оборотов коленчатого вала), доля использования которых в эксплуатации относительно невелика (рис. 1).

Одним из возможных путей улучшения использования антидетонационных качеств бензина в двигателях, т. е. повышения «механического октанового числа», является повышение степени сжатия при одновременном изменении некоторых режимных параметров двигателя для устранения детонации [2].

В качестве таких параметров могут быть использованы: угол опережения зажигания, наполнение (дросселирование), обогащение или обеднение состава смеси. Преимущества этого пути, явившегося предметом рассматриваемого исследования, состоят в том, что при его использовании требуются лишь относительно небольшие изменения в двигателе, затрагивающие, в основном, характеристики вспомогательных агрегатов двигателя (прерывателя-распределителя зажигания, карбюратора).

Совместными усилиями ряда организаций, в том числе НАМИ. Всесоюзного научно-исследовательского института по переработке нефти, разработана методика оценки требований двигателя к октановому числу бензина, которая подверглась практической проверке на автозаводах и в настоящее время принята для стандартизации [3], [4]. Эта методика была развита применительно к более сложным условиям проведения данного исследования.

Выполнению экспериментального исследования сопутствовал теоретический анализ взаимозависимости между антидетонационными качествами топлива, характеризующимися октановым числом, и эффективными показателями двигателя. При этом за основу были взяты положения химической кинетики и горения в двигателях, успешно развитые в нашей стране работами профессоров А. С. Соколика и А. Н. Воинова [5]. Исходя из установленной проф. А. С. Соколиком зависимости между октановым числом топлива и энергией активации, а также общего уравнения кинетики цепных реакций с привлечением обобщенных данных экспериментов на установках адиабатического сжатия, может быть получено следующее выражение требуемого октанового числа топлива:

$$OЧ = OЧ_0 - \frac{k_1 - k_2 \lg p_z}{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{cz}}},$$

где $OЧ_0$ — постоянное число;
 $k_1 = \frac{2,303}{f} \cdot \lg \left(\frac{\tau_0}{\tau'} \right)$ — константа времени (τ' и τ_0 — про-

должительности приведенного преддетонационного периода индукции соответственно при данных условиях давления p_z и температуры T_{cz} последней части заряда и принятых за исходные p_0 кг/см², T_0 °К; f — постоянная в уравнении связи температурного коэффициента¹ с октановым числом вида $\gamma = \gamma_0 - f \cdot OЧ$);

$k_2 = \frac{2,303}{f} \cdot n$ — коэффициент, отражающий влияние давления (n — показатель кинетического порядка преддетонационных реакций).

Определение давлений и температур последней части заряда (с учетом экспериментальных данных по показателю политропы) в зависимости от степени сжатия, угла опережения зажигания и других режимных параметров производилось на

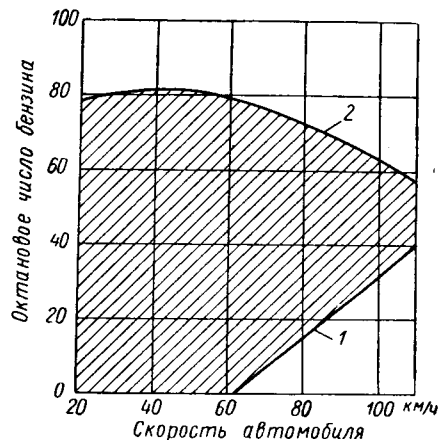


Рис. 1. Зависимость требуемого октанового числа бензина от эксплуатационного режима работы автомобильного двигателя:
1 — минимальная нагрузка; 2 — максимальная нагрузка

базе дальнейшего уточнения аппроксимированных расчетных циклов [6], поскольку теоретические циклы с мгновенным сгоранием в в.м.т. в рассматриваемом случае в принципе неприменимы, как не отражающие временного протекания процессов.

На эффективность теоретического или действительного цикла влияют две группы факторов: а) параметры, обычно рассматриваемые теорией двигателей, и б) ограничительные усло-

¹ Температурный коэффициент $\tau = \frac{E}{R}$, где E — энергия активации; $R = 1,985$ — универсальная газовая постоянная.

вия, накладываемых границами возникновения детонации. В результате анализа полученных зависимостей, отражающих влияние этих факторов на эффективность теоретического или действительного цикла, был сделан вывод о том, что наибольшие мощностные и экономические показатели двигателя в общем случае достигаются при значениях степени сжатия и режимных параметров, отклоняющихся от тех значений, которые обычно принимаются за оптимальные (т. е. наивыгоднейший угол опережения зажигания, мощностной или экономической состав смеси, наибольшее наполнение и соответствующая им величина степени сжатия, допускаемая октановым числом бензина). В то же время общепринятые методы выбора указанных режимных параметров сохраняют свою силу для области бездетонационных режимов работы двигателя.

Это объясняется принципиальным различием характера термодинамических закономерностей и закономерностей химической кинетики преддетонационных реакций, определяющих те сочетания параметров двигателя, при которых наблюдаются оптимальные мощностные и экономические показатели.

Объектом основного экспериментального исследования послужил верхнеклапанный одноцилиндровый двигатель, модифицированный на базе установки для определения октановых чисел бензинов типа ИТ-9. Программа испытаний предусматривала определение мощностных, экономических и детонационных показателей двигателя при изменении степени сжатия в пределах 6—12 и применении топлив с октановым числом в пределах 40—110. Одновременно изменялись в допустимых по условиям устойчивости работы двигателя пределах перечисленные режимные параметры. В характерных точках снимались индикаторные диаграммы с помощью электропневматического индикатора типа МАИ.

Исследование проводилось путем определения характеристик по зажиганию и детонационным характеристикам при нескольких значениях степени сжатия (3—4 в диапазоне, представляющем практический интерес) и заданных режимных параметрах; при этом в качестве основного режимного параметра при детонационных испытаниях использовался также состав смеси.

Рассмотрим на конкретном многоцилиндровом автомобильном двигателе методику обработки экспериментальных данных. Путем графического перестроения выявлялось раздельное влияние повышения степени сжатия и одновременного изменения одного из перечисленных параметров для устранения детонации (в данном случае — угла опережения зажигания) и определялось оптимальное их сочетание; остальные параметры выражались при наивыгоднейших или заданных значениях.

На рис. 2, а приведены первичные экспериментальные данные, показывающие зависимость мощностных, экономических и детонационных показателей от угла опережения зажигания при полном открытии дроссельной заслонки, мощностной регулировке карбюратора и постоянной скорости вращения коленчатого вала 1000 об/мин, т. е. в области повышенной склонности двигателя к детонации.

На рис. 2 нанесены также точки, соответствующие наивыгоднейшим углам опережения зажигания, значения которых с повышением степени сжатия понижаются.

На промежуточном графике (рис. 2, б) приведена зависимость мощностных, экономических и детонационных показателей от степени сжатия при различных углах опережения зажигания, полученная путем перестроения первичного графика (рис. 2, а). При построении промежуточного графика в целях лучшей четкости и наглядности приняты не постоянные абсолютные значения углов опережения зажигания θ , а постоянные значения $\Delta\theta$ положительного отклонения их от наивыгоднейших значений при соответствующих степенях сжатия. Промежуточный график дает общую картину влияния степени сжатия на мощностные, экономические и детонационные показатели двигателя, в частности предельно достижимые показатели и детонационные требования двигателя в случае наивыгоднейшей установки опережения зажигания и отсутствия ограничений по октановому числу бензина.

Чтобы определить влияние степени сжатия на мощностные и экономические показатели двигателя при постоянных заданных октановых числах и допустимом при этом опережении зажигания, график, приведенный на рис. 2, б, перестраивается в результирующий график (рис. 2, в). Цифры на рисунке обозначают октановые числа. Для перестроения детонационная сетка в нижней части промежуточного графика (рис. 2, б) рассекается горизонтальными линиями, соответствующими различным значениям октановых чисел бензинов (через 5—10 единиц в исследуемом диапазоне). По координате степени сжатия точки пересечения, в верхней части промежуточного графика нахо-

дятся значения среднего эффективного давления и удельного расхода топлива, соответствующие таким же значениям отклонения угла опережения зажигания $\Delta\theta$.

На результирующем графике (рис. 2, в) в верхней части даны значения среднего эффективного давления и удельного расхода топлива; при этом с промежуточного графика перенесены также предельные их значения, соответствующие наивыгоднейшим углам опережения зажигания. В нижней части рис. 2, в показаны значения углов опережения зажигания, установка которых допустима по условиям границы детонации при заданных октановых числах бензина, а также в качестве предельных — наивыгоднейшие значения углов опережения зажигания.

Как видно из характера линий среднего эффективного давления и удельного расхода топлива (рис. 2, в) при постоянных октановых числах бензина, для каждой из них в случае определенных величин степени сжатия обнаруживаются экстремальные значения, представляющие собой предельно достижимый оптимум. Таким образом, экспериментально подтверждается наличие с учетом детонационных ограничений двух возможных оптимальных степеней сжатия: мощностной и экономической (значения их практически близки лишь в случае применения способа повышения степени сжатия и устранения детонации изменением угла опережения зажигания). Значения этих степеней сжатия значительно превышают величины допустимых при наивыгоднейшем опережении зажигания, вследствие чего последнее должно устанавливаться с соответствующим запаздыванием.

Итоговый график, показывающий влияние октанового числа бензина на мощностные и экономические показатели двигателя и строящийся на основании результирующего графика, приведен на рис. 2, г.

Как видно из верхней части рис. 2, г, при выборе оптимальных значений — мощностной или экономической степеней сжатия — может быть получено существенно более высокое среднее эффективное давление и меньший удельный расход топлива, чем при выборе степеней сжатия, соответствующих наивыгоднейшему опережению зажигания.

Характер зависимости среднего эффективного давления от октанового числа бензина при выборе мощностной или экономической степени сжатия остается примерно линейным, как это наблюдается и в случае выбора степеней сжатия, соответствующих наивыгоднейшему опережению зажигания. Эти линейные зависимости могут быть выражены такой формулой:

$$p_e = a + b \cdot ОЧ.$$

В данном случае соответственно для мощностной и экономической степеней сжатия $a=6,47$ и $b=0,0185$, а для степеней сжатия, соответствующих наивыгоднейшему опережению зажигания, $a=4,07$ и $b=0,048$.

Таким образом, применение рассматриваемого способа улучшения использования антидетонационных качеств бензина в двигателе приводит к существенному ослаблению относительного влияния этих качеств на показатели двигателя, или, иными словами, к расширению диапазона параметров топлив, который может использоваться в бензиновом двигателе.

При октановом числе бензина 70, определяющем возможность бездетонационной работы со степенью сжатия порядка 6,5, повышение среднего эффективного давления в случае перехода к мощностной степени сжатия составляет 4,5%.

В средней части рис. 2, г показаны значения удельного расхода топлива. Как видно, при октановом числе бензина 70 выигрыш в экономичности при выборе экономической степени сжатия составляет 9,5%, а изменение его с октановым числом бензина соответствует изменению среднего эффективного давления.

В нижней части рис. 2, г даны значения мощностной и экономической степеней сжатия и степени сжатия, отвечающей наивыгоднейшим углам опережения зажигания, а также соответствующие значения углов опережения зажигания, необходимые при выборе характеристик автоматов опережения зажигания. Как видно, значения оптимальных мощностной и экономической степеней сжатия (последние несколько выше первых) больше исходной степени сжатия на 1,3—1,4 единицы. Однако по мере увеличения октанового числа бензина эта разница постепенно уменьшается. Запаздывание опережения зажигания по отношению к наивыгоднейшему при исходной степени сжатия составляет около 10° поворота коленчатого вала; по мере увеличения октанового числа эта разница также несколько уменьшается.

В области режима номинальной мощности и скорости вращения, где пониженные детонационные требования двига-

теля допускают установку невыгоднейших углов опережения зажигания, сможет быть реализован полный мощный и экономический эффект повышения степени сжатия, составляющий соответственно 6% и 11,5%. В области промежуточных скоростей вращения при полной нагрузке, а также в известной мере при частичных нагрузках, потребуется установка углов опережения зажигания, в той или иной степени более поздних, чем невыгоднейшие. Выбор характеристик центробежного и вакуумного автоматов опережения зажигания для этих режимов может производиться на основании характеристик по опережению зажигания и детонационных характеристик на заданном топливе при выбранной степени сжатия, как это описано в работе [3]. Если выбранная степень сжатия не совпадает с теми степенями сжатия, на которых проводились первоначальные испытания, то необходимые данные могут быть получены путем интерполяции.

Как очевидно, применение рассматриваемого способа улучшения использования детонационной стойкости бензина в двигателях обеспечивает также существенное улучшение равномерности детонационных требований двигателя.

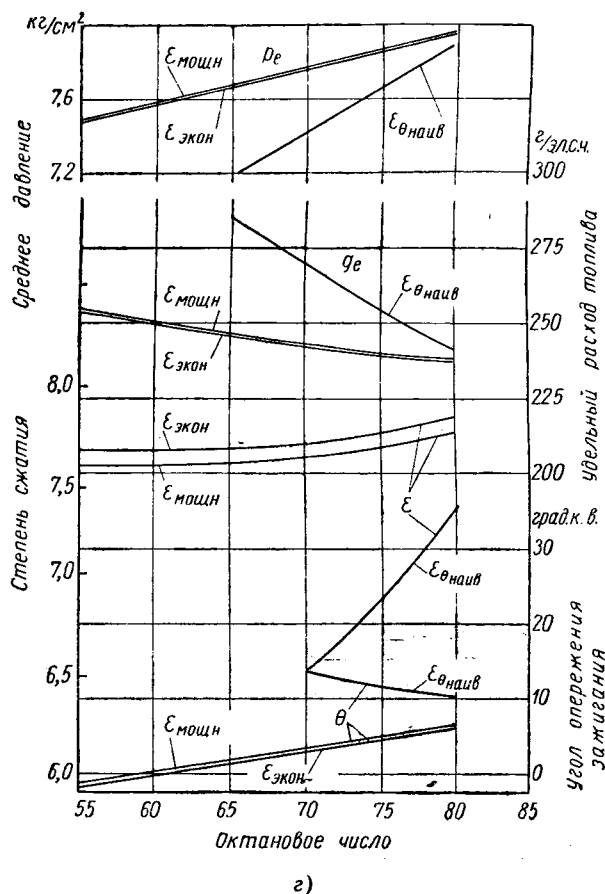
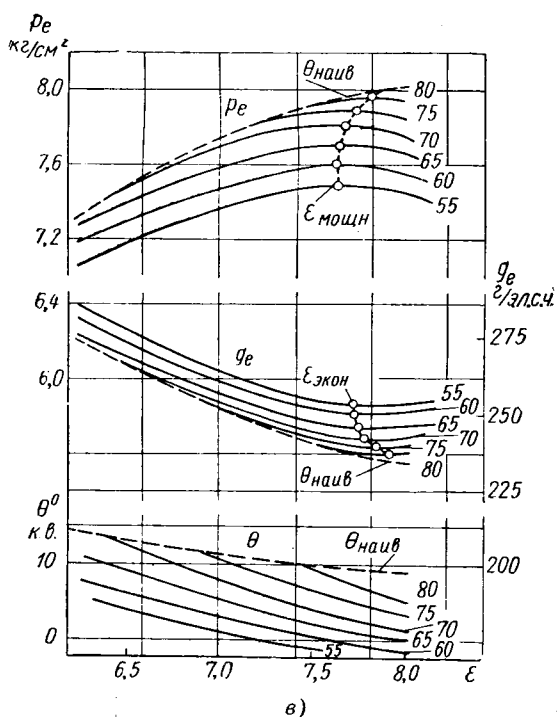
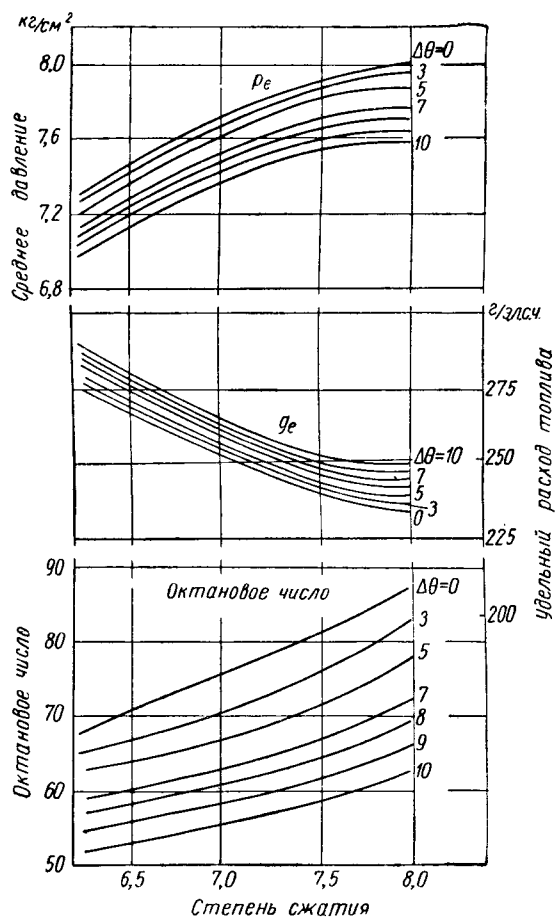
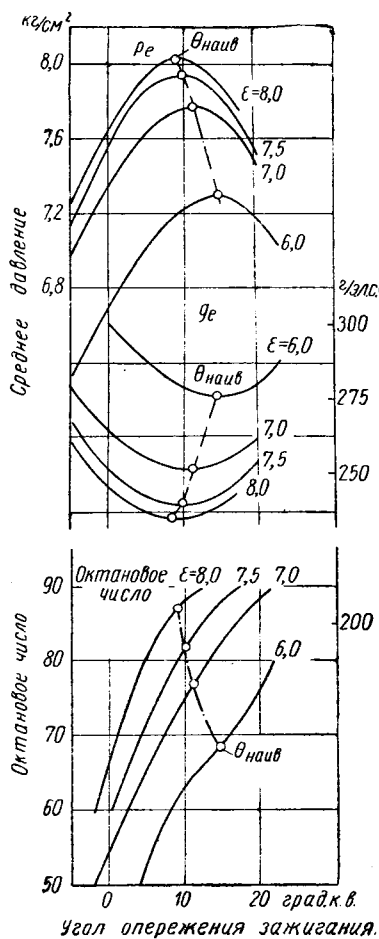


Рис. 2. Графики детонационных испытаний при различных степенях сжатия:

а — первичный; б — промежуточный; в — результирующий; г — итоговый.

На рис. 3 соответственно для случаев оптимальных мощностной (штриховые линии) и экономической (сплошные линии) степеней сжатия приведены итоговые результаты сравнительного исследования влияния октанового числа бензина на приведенные мощностные и экономические показатели двигателя ИТ-9 при одновременном изменении степени сжатия и различных режимных параметров.

Как видно из рис. 3, наиболее высокие значения среднего эффективного давления при данном октановом числе бензина могут быть достигнуты при повышенной степени сжатия (по сравнению со степенью сжатия, соответствующей установке наивыгоднейших углов опережения зажигания) и устранении детонации путем установки более поздних углов опережения зажигания (запаздывание составляет около 15° поворота коленчатого вала и менее по мере увеличения степени сжатия). Несколько меньше увеличивается мощность при повышении степени сжатия и устранении детонации путем обеднения смеси, при этом обедненный состав смеси оказывается примерно

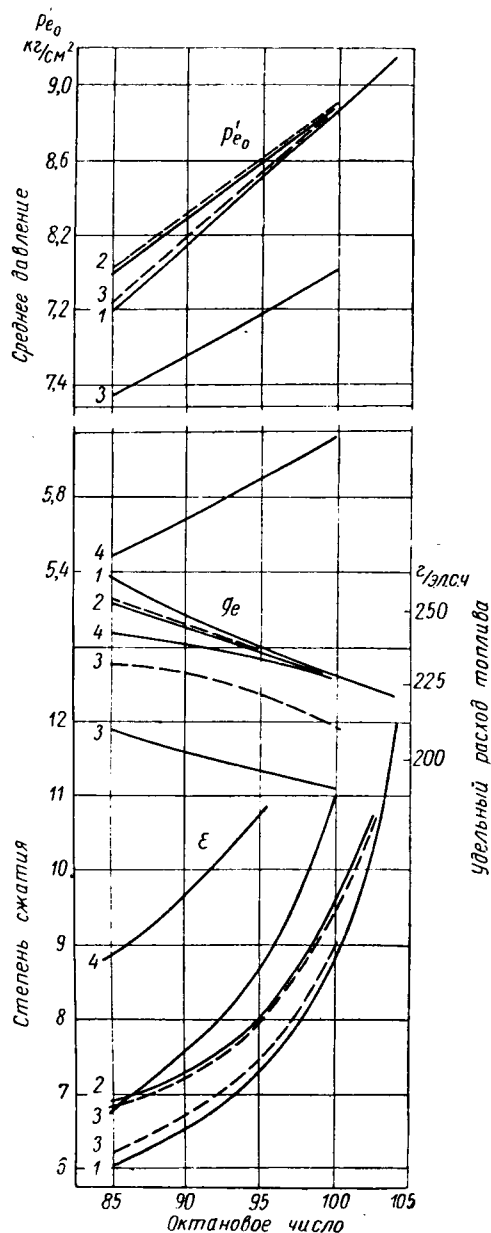


Рис. 3. Итоговые детонационные характеристики двигателя ИТ-9 при мощностной и экономической степенях сжатия:

1 — степень сжатия, соответствующая установке наивыгоднейших углов опережения зажигания (исходные данные); 2 — повышение степени сжатия и устранение детонации углом опережения зажигания; 3 — повышение степени сжатия и устранение детонации обеднением смеси; 4 — повышение степени сжатия и устранение детонации дросселированием.

соответствующим нормальной регулировке карбюратора, предусмотренной ГОСТом 491-41.

Из рис. 3, видно также, что наряду с повышением мощностных показателей оба рассмотренных выше способа обеспечивают улучшение экономических показателей.

При повышении степени сжатия и одновременном обогащении смеси или дросселировании (характеризуемое степенью наполнения $K_D = \eta_v/\eta_{v\max}$) в пределах обследованного диапазона параметров экстремальных значений мощности не наблюдается, а общий уровень мощности получается более низким, чем при мощностной регулировке состава смеси и полном открытии дроссельной заслонки.

Как следует из рис. 3, наиболее низкие значения удельного расхода топлива для данного октанового числа бензина могут быть получены при обеднении смеси, пределом которого практически является экономическая регулировка карбюратора, обусловливаемая приближением предела устойчивой работы двигателя. Меньшее улучшение экономичности достигается при дросселировании и при установке поздних углов опережения зажигания. При этом запаздывание опережения зажигания практически то же, что и в случае мощностной степени сжатия; что касается требуемого уменьшения степени наполнения, то оно весьма значительно (до 30% и более).

Из рис. 3 следует также, что наряду с улучшением экономических показателей все рассмотренные способы устранения детонации, за исключением угла опережения зажигания, приводят к снижению мощности двигателя. Наиболее сильно мощность снижается (до 40%) при использовании способа дросселирования.

В случае повышения степени сжатия и одновременного обогащения смеси экстремальных значений удельного расхода топлива, как и мощности, также не наблюдается.

Сопоставление мощностного и экономического эффекта различных способов позволяет прийти к выводу, что наиболее эффективным способом улучшения использования октанового числа бензина, позволяющим одновременно улучшить как мощностные, так и экономические показатели двигателя, является повышение степени сжатия при устранении детонации углом опережения зажигания. Использование этого способа дает возможность в данном случае повысить степень сжатия примерно на единицу. Как видно из рис. 3, у данного двигателя при уровне октанового числа бензина 85 наблюдается улучшение мощности и экономичности на 4—3% в области режимов с наибольшей склонностью двигателя к детонации. В то же время в области режимов с пониженной склонностью к детонации (повышенные скорости вращения, пониженные нагрузки), где не потребуется установки позднего опережения зажигания, будет реализовываться полный эффект влияния повышения степени сжатия на мощностные и экономические показатели двигателя, составляющий 7—6%.

Наряду с этим представляется практически целесообразным также использование способа повышения степени сжатия и некоторого обеднения смеси до получения наибольшей мощности. Это может дать относительно небольшое повышение степени сжатия (на 0,2—0,3 единицы), но позволяет существенно улучшить экономические показатели.

Для тех случаев использования бензиновых двигателей, когда требуется повышенная экономичность, сопряженная с возможностью снижения мощности (например, в стационарном исполнении, когда ограничение мощности диктуется соображениями prolongации срока службы), целесообразен выбор экономической степени сжатия, которая может быть значительно более высокой и дать повышенный экономический эффект. В данном случае для устранения детонации можно использовать способ дросселирования, наряду с обеднением смеси. Способ обогащения смеси, по-видимому, целесообразно использовать лишь в случае необходимости понижения теплонапряженности деталей двигателя.

По результатам экспериментов на рис. 4 построен график, показывающий зависимость мощностных и экономических показателей двигателя от октанового числа бензина для двух случаев: переменной степени сжатия при нескольких постоянных степенях наполнения и переменной наполнения при нескольких значениях неизменной степени сжатия. Как видно из рис. 4, при увеличении наполнения наряду с повышением мощности происходит ухудшение экономичности, вызванное необходимостью понижения степени сжатия при том же октановом числе бензина. Указанное обстоятельство следует учитывать, в частности, при общей оценке технико-экономической эффективности перехода от нижнеклапанных двигателей к верхнеклапанным двигателям, обеспечивающим возможность и повы-

шения наполнения, и увеличения степени сжатия. Из рис. 4 следует также, что повышение наполнения при неизменной степени сжатия обеспечивает более резкий рост мощности, нежели тот, который может быть получен за счет повышения степени сжатия при заданном приросте октанового числа бензина. Точки пересечения линий на рис. 4 для представленных на нем двух случаев определяют те предельные мощностные и соот-

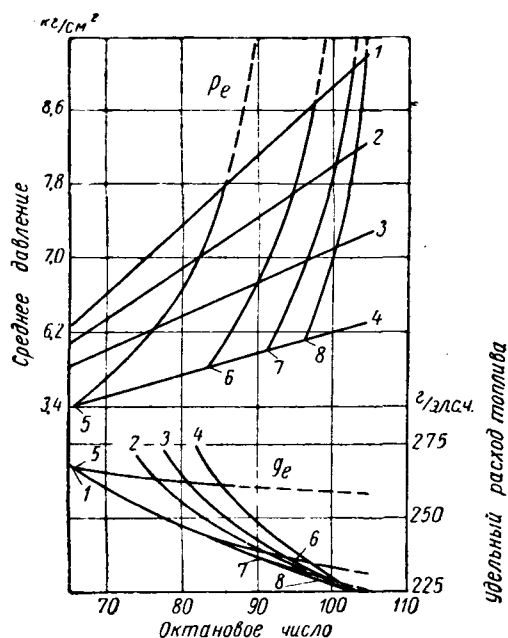


Рис. 4. Влияние октанового числа бензина на мощностные и экономические показатели двигателя при изменении степени сжатия и наполнения:

1 — $K_D = 1,0$; 2 — $K_D = 0,9$; 3 — $K_D = 0,8$; 4 — $K_D = 0,7$ (переменная степень сжатия); 5 — $\epsilon = 6$; 6 — $\epsilon = 8$; 7 — $\epsilon = 10$; 8 — $\epsilon = 12$ (переменное наполнение).

ветствующие им экономические показатели, которые достигаются данным двигателем при наибольшем наполнении для работы со всасыванием, отвечающим полному открытию дроссельной заслонки.

Дальнейшее повышение мощности (экстраполированные линии без учета мощности привода нагнетателя) может быть достигнуто применением наддува. Применение наддува в двигателе, рассчитанном на полное использование октанового числа бензина при работе со всасыванием, по условиям детонации будет возможно лишь в зоне повышенных скоростей вращения, где имеются резервы неиспользуемых антидетонационных качеств.

Это обстоятельство позволяет считать перспективным применение в автомобильных карбюраторных двигателях большой мощности турбонаддува, обеспечивающего лучшее соответствие по детонационным характеристикам в отличие от не получивших распространения приводных нагнетателей.

Максимальные давления и жесткость сгорания при применении рассматриваемых способов улучшения использования октанового числа бензина лежат ниже, чем при обычном выборе степени сжатия и регулировочных параметров, и, следовательно, не накладывают ограничений.

Для проверки тепловой напряженности двигателя было проведено обследование изменения температурного состояния основных элементов камеры сгорания. При этом измерялись температуры стенки камеры сгорания, выпускного и впускного клапанов (в центре грибка) и днища поршня (в различных точках; в дальнейшем приведены температуры середины днища, являющиеся наибольшими). Для измерения температуры поршней применялся метод импульсного токосъема через пневматическое контактное устройство, а для измерения температур клапанов — метод непрерывного токосъема через контактные пружины из термоэлектродного материала.

На рис. 5 показаны результаты измерений температуры основных элементов камеры сгорания в зависимости от угла опережения зажигания. Как видно из рис. 5, при применении позднего опережения зажигания температуры элементов каме-

ры сгорания, за исключением выпускного клапана, понижаются и, следовательно, теплонапряженность этих деталей уменьшается. Температура выпускного клапана возрастает по отношению к минимальному значению, расположенному вблизи наивыгоднейшего угла опережения зажигания (30° поворота коленчатого вала). Такой характер зависимости является более общим, чем частичные результаты, полученные ранее И. И. Зверевым и К. А. Остриковым [7]. Однако уровень температуры при наиболее позднем опережении зажигания на рис. 5 (в в.м.т.) практически не превышает температуры, которая может быть при повышении скоростного режима двигателя (по данным проф. И. М. Ленина до 700°), а следовательно, не представляет ограничений по условиям работы клапана.

Наряду с этим следует отметить необходимость экспериментальной проверки в каждом конкретном случае условий возникновения калильного зажигания.

Рассмотренная методика детонационных испытаний для подбора оптимальной мощностной или экономической степени сжатия может использоваться главным образом при доводочных и исследовательских работах.

Окончательные детонационные испытания после выбора степени сжатия следует проводить по стандартной методике [3], [4].

Результаты детонационных испытаний отечественных и зарубежных двигателей [3], [8] показывают, что у ряда двигателей наблюдается соответствие характеристик автоматов опережения зажигания наивыгоднейшим углам для данной степени сжатия. Это, следовательно, предопределяет неполное использование октанового числа бензина. У ряда «пересжатых» двигателей характеристики автоматов предусматривают запаздывание в зоне детонационно-опасных режимов; однако степень «пересжатости» у различных двигателей является различной, что свидетельствует о разнородности и даже случайности подхода. Можно отметить положительный опыт подхода к данному вопросу на Горьковском автозаводе [9].

Следует отметить, что применение установок поздних углов опережения зажигания, равно как и пользование октан-корректором при работе на бензинах с пониженными октановыми числами, приводит к смещению рабочего участка характеристик по опережению зажигания с пологой части на более крутую и, следовательно, обуславливает повышенную требовательность к точности искрообразования.

Принципиальным недостатком конструкций существующих автоматов опережения зажигания является неудовлетворительное решение задачи октан-корректирования, т. е. приспособления двигателя в эксплуатации к располагаемому октановому числу бензина. Действие октан-корректора осуществляется путем поворота всего корпуса прерывателя-распределителя, вследствие чего изменение (запаздывание) углов опережения зажигания и соответствующее изменение (ухудшение) мощностных и экономических показателей происходит во всей

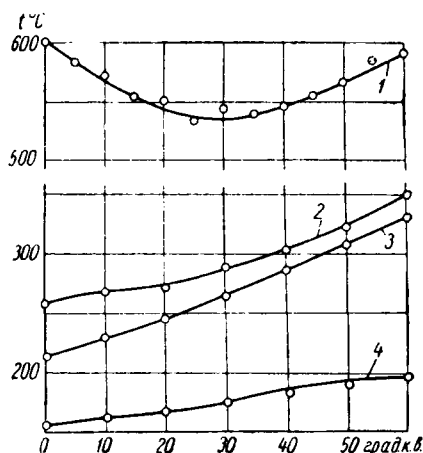


Рис. 5. Зависимость температуры элементов камеры сгорания от угла опережения зажигания (открытие дроссельной заслонки 100%; $n = 1000$ об/мин; α — мощностная; $\epsilon = 6$):

1 — температура выпускного клапана; 2 — температура впускного клапана; 3 — температура стенки камеры сгорания; 4 — температура середины днища поршня.

области скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя. В действительности же для октан-корректировки достаточно произвести изменение (запаздывание) углов опережения зажигания лишь в зоне режимов с наибольшей склонностью двигателя к детонации (высокая нагрузка, пониженные числа оборотов). Такое октан-корректирование может быть достигнуто путем воздействия на характеристики автоматов опережения зажигания, что легче осуществимо при применении всережимных вакуумных автоматов, улучшающих также точность искробразования [10].

Ухудшение показателей может наступить и при повышенном октановом числе бензина вследствие чрезмерно раннего опережения зажигания в случае установки его по рекомендуемому заводскими инструкциями методу детонационной пробы на дороге; поэтому целесообразно указывать примерные значения предельных установочных углов опережения зажигания по октан-корректору, соответствующих оптимальным показателям данного двигателя.

Рассмотренные способы улучшения антидетонационных качеств автомобильных бензиновых двигателей при повышении степени сжатия и устранении детонации путем изменения режимных параметров и уточненная методика детонационных испытаний позволяют повысить мощностные и экономические показатели за счет более полного использования располагаемого октанового числа автомобильного бензина.

ЛИТЕРАТУРА

1. Caris D. F., Nelson E. E. „SAE Preprint“ № 61 A, 1958.
2. Липгарт А. А. Пути развития конструкций автомобильных бензиновых двигателей. Труды конференции по поршневым двигателям внутреннего сгорания. Изд. АН СССР, 1956.
3. Конев Б. Ф., Аронов Д. М., Куров Б. А., Лебединский А. П. Автомобильные карбюраторные двигатели. Машгиз, 1960.
4. Аронов Д. М., Малявинский Л. В. «Стандартизация», 1959, № 9.
5. Соколик А. С. Самовоспламенение, пламя и детонация в газах. Изд. АН СССР, 1960.
6. Стечкин Б. С., Генкин К. И., Золотаревский В. С., Скородинский И. В. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстрого поршневого двигателя. Изд. АН СССР, 1960.
7. Остриков К. А. «Автомобильная промышленность», 1958, № 9.
8. Дмитриевский А. В., Ионкин Н. П. «Автомобильная промышленность», 1962, № 5.
9. Гурвич И. Б., Иванов Н. М., Умнов И. А., Шнейдер Г. К. «Автомобильная промышленность», 1958, № 1.
10. Ванеев А. И., Скобликов А. С. «Автомобильная промышленность», 1959, № 5.

К вопросу о плавности переключения гидромеханической передачи

Н. П. ХАРИТОНОВ, В. А. АНОХИН

Московский автозавод имени Лихачева

ПЛАВНОСТЬ переключений в большинстве существующих конструкций гидропередач достигается введением различного рода специальных устройств, улучшающих качество переключения. Однако в настоящее время не существует определенных рекомендаций по проектированию подобных устройств и эффективность их проверяется длительными доводочными работами.

Отсутствие сведений о характере переходных процессов, протекающих при переключении передач, лишает конструктора возможности рационально выбирать элементы автоматики.

Качество процесса переключения зависит от многих факторов и, прежде всего, от характера изменения во времени давлений в цилиндрах гидравлических исполнительных механизмов, включающих и выключающих фрикционные элементы гидромеханической передачи.

В лаборатории гидропередач Московского автозавода имени Лихачева были исследованы переходные процессы, протекающие в гидравлической системе управления при переключении передач. Испытания проводились на трехскоростной гидромеханической передаче, управляемой двумя многодисковыми сцеплениями и двумя ленточными тормозами. Гидравлическая система управления коробкой не имела специальных устройств, улучшающих качество переключения.

Передача	Положение исполнительного механизма			
	Первое сцепление	Второе сцепление	Первый тормоз	Второй тормоз
Нейтраль	Выключен	Выключен	Выключен	Выключен
Первая	Включен	•	•	Включен
Вторая	•	•	Включен	Включен
Третья	•	Включен	Включен	•
Задний ход	Выключен	•	•	Включен

Последовательность включения цилиндров исполнительных механизмов коробки на различных передачах указана в таблице. Настоящей работе предшествовало определение опытным путем баланса расходов рабочей жидкости в испытуемой передаче на стационарных режимах работы.

Величины динамических нагрузок, возникающих в силовой цепи при переключении передач, определялись на стенде, оборудованном двигателем внутреннего сгорания с гидропередачей и балансирным генератором.

Переменные во времени величины регистрировались при помощи динамометрического вала [1], установленного на выходном валу гидропередачи; датчиков давлений [1], установленных в различных точках системы управления; таходатчика, установленного на валу двигателя. Запись производилась осциллографом 9SO или К-12-21.

Передачи переключались при постоянном числе оборотов выходного вала n_2 гидропередачи. Принятое условие близко соответствует действительному режиму переключения при движении автомобиля.

Переходные процессы, протекающие в гидравлической системе управления, исследовались на специально оборудованной коробке передач с удаленной из нее турбиной гидротрансформатора. Привод переднего насоса коробки осуществлялся от балансирного электродвигателя. Гидравлическая система управления работала как обычно, но валы планетарной коробки не вращались, что позволило установить датчики давлений непосредственно в цилиндры сцеплений и проследить изменение давлений по всей длине магистрали включения исполнительного механизма.

Передачи переключались принудительной подачей давления к клапану переключения передач.

На рис. 1 приведены осциллограммы процесса переключения со второй на третью передачу при различных суммарных осевых зазорах между фрикционными дисками второго сцепления (остальные условия равные).

Из осциллограмм видно, что динамический крутящий момент M_2 на выходном валу гидропередачи растет с увеличением зазора между дисками. Это происходит из-за повышения числа оборотов двигателя n во время нахождения гидропередачи в нейтральном положении. С увеличением свободного хода поршня это время растет и двигатель разгоняется тем больше, чем больше зазор в сцеплении.

Как видно из рис. 1, время торможения двигателя не зависит от перепада оборотов и зазора во фрикционном элементе, а определяется конструкцией системы гидравлического управления и самих фрикционных элементов.

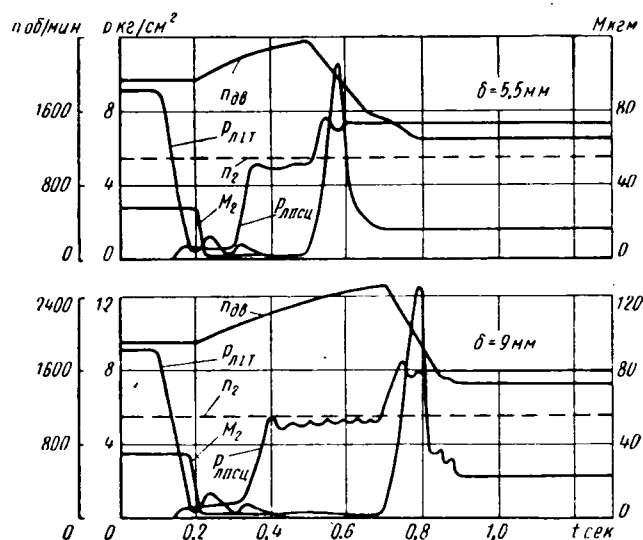


Рис. 1. Влияние зазора в сцеплении на процесс переключения ($p_{лпсц}$ и $p_{лпсц}$ — давления в линии I тормоза и II сцепления).

На рис. 2 представлены осциллограммы процесса включения второго сцепления при одном и том же свободном ходе поршня, но различных числах оборотов переднего насоса $n_n = 1000$ об/мин (а); $n_n = 2500$ об/мин (б). Время включения растет обратно пропорционально оборотам насоса, т. е. расходу рабочей жидкости, идущей на переключение.

Изменение времени переключения, как это видно из рис. 1, влияет на величину динамического крутящего момента на выходном валу гидропередачи.

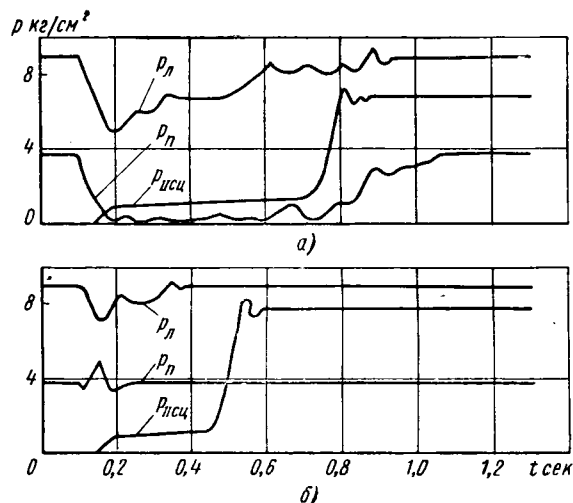


Рис. 2. Влияние расхода насоса на время включения сцепления (p_n — давление подпитки гидротрансформатора, $p_{лпсц}$ — давление под поршнем второго сцепления).

Из осциллограмм (рис. 1 и 2) видно, что при прочих равных условиях качество процесса переключения в значительной степени определяется временем изменения давления в рабочей полости исполнительного механизма.

Приведем расчет времени включения гидравлического исполнительного механизма, выполняющего роль конечного органа гидравлической системы управления коробкой передач.

Процесс включения исполнительного механизма состоит из четырех этапов I—IV (рис. 3). В первом этапе заполняется свободный объем в линии включающего элемента. Второй этап характеризуется повышением давления при неподвижном поршне исполнительного механизма. Третий этап соответствует свободному ходу поршня исполнительного механизма. Четвертый этап отражает процесс создания нажимного усилия на фрикционном элементе.

Из рис. 3 видно, что на разгон двигателя в момент переключения влияют этапы I, II, III включающего элемента и этап слива выключающего элемента, т. е.

$$T_n = t_I + t_{II} + t_{III} - t'_{сл},$$

где T_n — время нахождения передачи в нейтральном положении в сек;

t_I ; t_{II} ; t_{III} — время каждого из этапов включающего элемента в сек;

$t'_{сл}$ — время слива выключающего элемента в сек, соответствующее снятию нажимного усилия.

Плавность включения передачи будет определяться также плавным или резким ростом давления в исполнительном механизме в этапе IV.

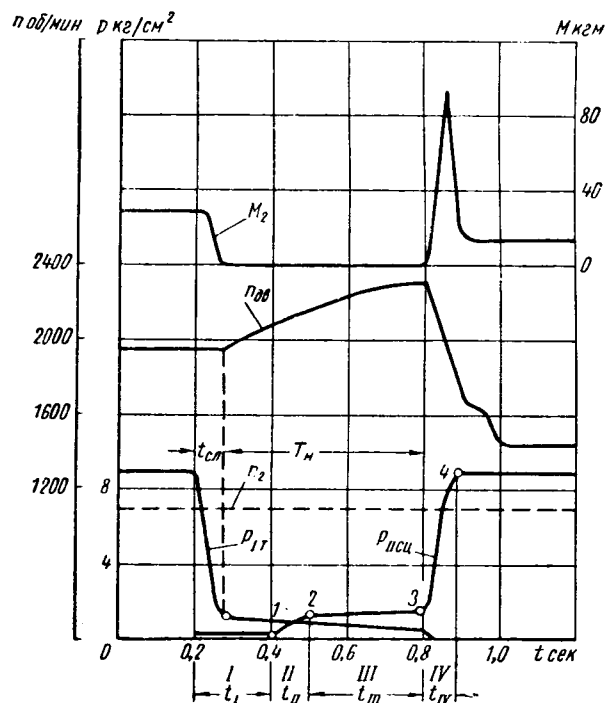


Рис. 3. Этапы включения исполнительного механизма: 1—4 — граничные точки этапов включения исполнительного механизма.

Для аналитического определения времени каждого этапа процесса переключения гидропередачи по известной конструкции ее системы управления принимаются следующие допущения:

1. Клапан переключения передач открывается мгновенно, так что временем его переходного процесса можно пренебречь.
2. Рабочая жидкость не сжимаема.
3. Время распространения волны давления по длине магистралей пренебрежимо мало.
4. Подводящие магистрали абсолютно жесткие.
5. Силы инерции, действующие на поршни исполнительных механизмов, малы (ввиду небольших скоростей движения) и их можно не учитывать.

Расчет времени включения гидравлического исполнительного механизма основывается на знании баланса расходов в гидропередаче. В общем случае

$$Q_n = Q_{зтр} + Q_{сб} + Q_{см} + Q_n,$$

где Q_n — суммарный расход насосов в $см^3/сек$;

$Q_{зтр}$ — расход рабочей жидкости, идущей в гидротрансформатор, в $см^3/сек$;

$Q_{сб}$ — расход рабочей жидкости, сливаемой через редукционный клапан, расход сброса в $см^3/сек$;

$Q_{см}$ — расход, идущий на смазку, и расход утечек в $см^3/сек$;

Q_n — расход рабочей жидкости, идущий на переключение, в $см^3/сек$;

откуда располагаемый расход на переключение

$$Q_{н.расп} = Q_n - Q_{зтр} - Q_{сб} - Q_{см}.$$

Максимальный расход рабочей жидкости, идущий на переключение, определяется геометрией магистрали и перепадом давлений:

$$Q_n = f \sqrt{\frac{P_A - P_n}{\gamma \xi}} 2g. \quad (1)$$

где f — приведенная площадь поперечного сечения магистрали от управляющего клапана до исполнительного механизма в см^2 ;

ξ — приведенный коэффициент гидравлического сопротивления магистрали от управляющего клапана до входа в исполнительный механизм;

γ — объемный вес рабочей жидкости в кг/см^3 ;

g — ускорение силы тяжести в см/сек^2 ;

P_A — линейное давление — давление перед клапаном, управляющим переключением передач в кг/см^2 ;

P_n — давление под поршнем исполнительного механизма в кг/см^2 .

При $Q_{n,расч} > Q_n$ питаются все элементы гидропередачи.

При $Q_{n,расч} < Q_n$ падает линейное давление до

$$P_A = Q_n^2 \frac{\gamma \xi}{f^2 2g} + P_n.$$

В расчетах принимается $Q_{n,расч} > Q_n$, т. е.

$$P_A = \text{const}.$$

Из условия неразрывности потока имеем

$$Q_n dt = \frac{F_n^2}{c_n} dp_n, \quad (2)$$

где F_n — площадь поршня исполнительного механизма в см^2 ;
 c_n — жесткость упругого элемента исполнительного механизма в кг/см ;

$$dp_n = \frac{c_n}{F_n^2} f \sqrt{\frac{P_A - P_n}{\gamma \xi}} 2g dt. \quad (2')$$

Решая дифференциальное уравнение (2'), находим

$$P_n = P_0 + \frac{c_n}{F_n^2} (Q_0 t - k t^2), \quad (3)$$

где

$$k = \frac{c_n}{4 F_n^2} f^2 \frac{2g}{\gamma \xi} = \text{const } \text{см}^3/\text{сек}^2;$$

$$Q_0 = f \sqrt{\frac{(P_A - P_0) 2g}{\gamma \xi}};$$

откуда видно, что зависимость давления под поршнем исполнительного механизма от времени — квадратичная. При малых значениях k вторым членом, стоящим в скобках выражения (3), можно пренебречь.

Тогда $P_n = \varphi(t)$ — прямая и достаточно знать начальное и конечное давление каждого этапа, чтобы построить диаграмму включения.

Это можно принять с достаточной точностью лишь для второго и третьего этапов, так как в этих этапах значения жесткости упругих элементов невелики (работает только пружина) и величина k небольшая. В четвертом этапе кривую $P_n = \varphi(t)$ следует определять по формуле (3), учитывая значительную приведенную жесткость системы при сжатии фрикционных элементов.

Давление в первом этапе процесса включения гидравлического исполнительного механизма не изменяется и равно нулю, так как поток рабочей жидкости заполняет пустоты в магистрали, ведущей к исполнительному механизму.

Время первого этапа

$$t_I = \frac{W_{сл}}{Q_I}, \quad (4)$$

где $W_{сл}$ — объем магистрали, который сливается после снятия давления с исполнительного механизма, без учета рабочего объема самого исполнительного механизма в см^3 .

Первый этап заканчивается тогда, когда вся система включаемого элемента заполнена рабочей жидкостью и начинается процесс повышения давления под поршнем исполнительного механизма.

Второй этап характеризуется повышением давления, обусловленным предварительным поджатием пружины исполнительного механизма.

Если в магистрали исполнительного механизма нет устройств, работающих по принципу аккумулятора давления, то время t_{II} можно принять равным нулю, учитывая четвертое допущение.

При наличии в системе управления полостей, выполняющих роль аккумуляторов давления, процесс растягивается во времени и продолжительность второго этапа t_{II} определяется исходя из объема W_a , заполняемого во втором этапе:

$$t_{II} = \frac{W_a}{Q_{IIcp}}, \quad (5)$$

где

$$Q_{IIcp} = \frac{Q_1 + Q_2}{2}.$$

Давление P_2 в точке 2 (рис. 3) определяется из условия равновесия поршня исполнительного механизма в конце второго этапа

$$P_2 F_n = P_{np},$$

где P_{np} — усилие предварительного поджатия пружин исполнительного механизма в кг ;

откуда

$$P_2 = \frac{P_{np}}{F_n}. \quad (6)$$

Третий этап характеризуется движением поршня исполнительного механизма (выбор зазора во фрикционном элементе).

Скорость движения поршня в течение этого этапа принимается постоянной, пренебрегая ускорением в начале движения и замедлением, вызванным уменьшением перепада давлений от P_2 до P_3 в точках 2 и 3 (рис. 3).

Время, в течение которого поршень ускоряется, можно определить по выражению, приведенному в работе [2]. Оно мало по сравнению со временем всего этапа, а разница в давлениях P_2 и P_3 обычно невелика и составляет примерно 0,6—1 атм.

Начало отсчета времени третьего этапа ведется от конца второго этапа.

Давление конца этапа (в точке 3) определяется жесткостью отжимных пружин исполнительного механизма и свободным ходом поршня $\delta_{сж}$

$$P_3 = P_2 + \frac{c_n \delta}{F_n}. \quad (7)$$

Время третьего этапа

$$t_{III} = \frac{F_n \delta}{Q_{IIIcp}}, \quad (8)$$

где $Q_{IIIcp} = \frac{Q_2 + Q_3}{2}$ (Q_2 и Q_3 — расход жидкости в точках 2 и 3 рис. 3).

Четвертый этап характеризуется сжатием фрикционного элемента, созданием нажимного усилия.

Максимальное давление (в точке 4) в конце четвертого этапа равно линейному давлению

$$P_4 = P_A.$$

Время четвертого этапа t_{IV} определяется по формуле (3) при условии

$$P_0 = P_3; P_n = P_A; Q_0 = Q_3; c_n = \frac{F_n^2 (P_A - P_3)}{W_\partial},$$

где W_∂ — объем, освобождаемый поршнем исполнительного механизма при дожатии фрикционного элемента и создании рабочего усилия;

тогда имеем

$$t_{IV} = 2 \frac{W_{\partial}}{Q_3}. \quad (9)$$

Из формулы (3) находим зависимость текущего давления p_{IV} четвертого этапа от времени:

$$p_{IV} = p_A - \frac{p_A - p_3}{t_{IV}^2} (t_{IV} - t)^2. \quad (10)$$

Процесс опорожнения системы рассчитывается также исходя из формул (1) и (2).

Время спада давления под поршнем исполнительного механизма от $p_n = p_A$ до $p_n = p_3$ равно

$$t_{ссл} = \frac{2 W_{\partial}}{Q' + Q''}, \quad (11)$$

где Q' — расход рабочей жидкости в начале процесса слива в $\text{см}^3/\text{сек}$;

Q'' — расход рабочей жидкости в конце процесса слива в $\text{см}^3/\text{сек}$.

Приведенные формулы позволяют провести аналитический расчет процессов включения гидравлических исполнительных механизмов гидропередачи.

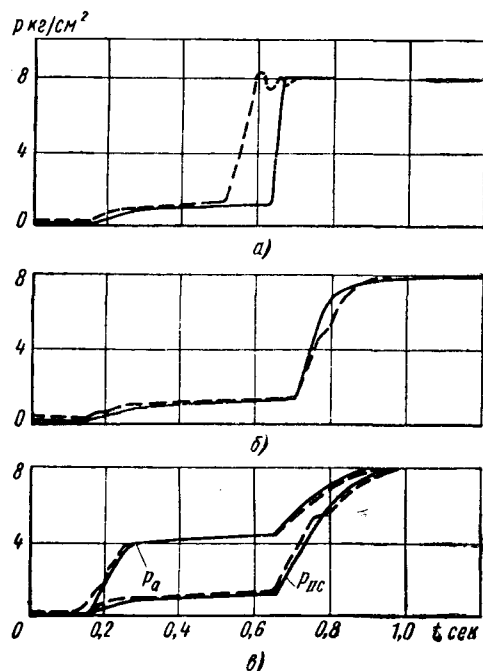


Рис. 4. Рост давления при включении второго сцепления ($n_H = 1500 \text{ об/мин}$):

а — без дополнительных устройств, повышающих плавность переключения; б — с клапаном изменения расхода, встроенным в магистраль второго сцепления; в — с аккумулятором давления, встроенным в магистраль второго сцепления;

По указанной методике рассчитаны процессы включения всех исполнительных механизмов испытанной гидропередачи. Величины коэффициентов гидравлического сопротивления ξ были взяты из работы [3]. Ошибка в определении времени включения составила в среднем $\sim 8\%$.

Расчетная (сплошные линии) и действительная (штриховые линии) диаграммы процесса включения второго сцепления приведены на рис. 4, а.

Произведя подобные расчеты для всех исполнительных механизмов гидромеханической передачи, можно провести анализ процессов переключения с целью выявления их качества.

На рис. 5 представлены диаграммы работы исполнительных механизмов испытанной передачи. При переключении с низших передач на высшие нежелательно продолжительное нахождение передачи в нейтральном положении. С этой точки

зрения процесс, представленный на рис. 5, г, следует признать неудовлетворительным.

При переключении с высших передач на низшие необходимо, чтобы передача находилась определенное время в нейтральном положении для повышения оборотов двигателя. Это требование недостаточно выполняется в процессе, представленном на рис. 5, е.

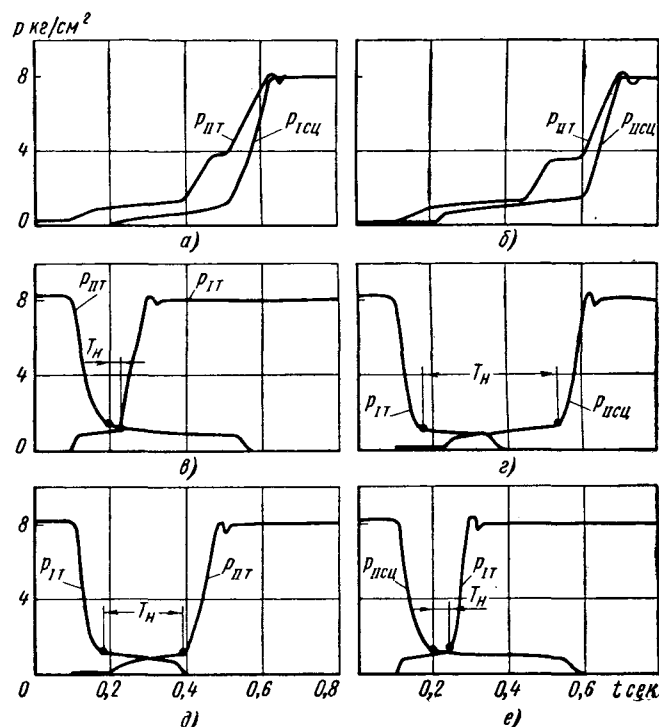


Рис. 5. Характеристики процессов переключения опытной гидропередачи ($n_H = 1500 \text{ об/мин}$):

а — включение первой передачи; б — включение заднего хода; в — переключение с первой передачи на вторую; г — переключение со второй передачи на третью; д — переключение со второй передачи на первую; е — переключение с третьей передачи на вторую.

Кроме того, в данном случае при очень малом времени нахождения передачи в нейтральном положении возможно перекрытие передач, что нежелательно во время переключения с высшей передачи на низшую.

Процессы переключения, представленные на рис. 5, в, д, следует признать удовлетворительными.

Из рис. 5 видно, что время включения фрикционного элемента (время четвертого этапа) во всех исполнительных механизмах весьма мало, что способствует увеличению динамического крутящего момента при переключении.

Из формулы (9) следует, что время t_{IV} можно увеличить или путем увеличения объема, заполняемого в четвертом этапе, или уменьшением расхода, идущего на переключение.

Рассмотрим методику расчета двух видов устройств, повышающих плавность переключения передач, — аккумулятора давления и клапана изменения расхода.

Схема для расчета аккумулятора давления представлена на рис. 6.

Заменяя два гидравлических устройства — аккумулятор с объемом W_A и исполнительный механизм с объемом дожатия W_{∂} — одним эквивалентным, расположенным в сечении а—а и удовлетворяющим условиям

$$\frac{F_n^2}{c} (p_A - p_{np}) = W_{\partial} + W_A, \quad (12)$$

где p_{np} — давление, соответствующее усилию предварительной затяжки пружины аккумулятора, равное $p_3 + \gamma h_n$ в кг/см^2 (h_n — потери напора в линии от аккумулятора до исполнительного механизма);

получим систему с одним исполнительным механизмом, обладающим упругим элементом с жесткостью c , площадью поршня F_n , площадью поперечного сечения магистрали f .

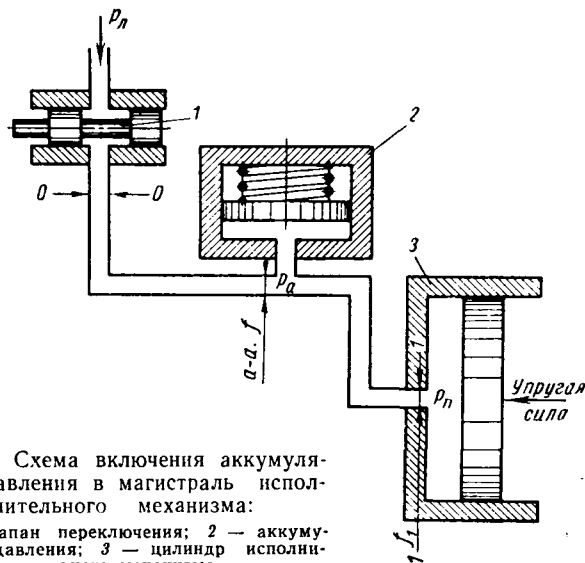


Рис. 6. Схема включения аккумулятора давления в магистраль исполнительного механизма:

1 — клапан переключения; 2 — аккумулятор давления; 3 — цилиндр исполнительного механизма.

Из формул (2') и (12) находим время четвертого этапа

$$t_{IV} = 2 \frac{W_d + W_a}{Q_3} \text{ сек.} \quad (13)$$

Зависимость давления под поршнем аккумулятора от времени получаем из формулы (3), подставив в нее соответствующие значения p_0 , c_n , Q_0 и k , тогда

$$p_a = p_n - \frac{p_n - p_{np}}{t_{IV}^2} (t_{IV} - t)^2. \quad (14)$$

Аккумулятор давления с исполнительным механизмом питаются от одного источника рабочей жидкости и наполняются за одно и то же время. Поэтому принимаем

$$\frac{Q_a}{Q_u} = \frac{W_a}{W_d},$$

где Q_a — расход жидкости, идущей в аккумулятор в четвертом этапе, в $\text{см}^3/\text{сек}$;

Q_u — расход жидкости, идущей в цилиндр исполнительного механизма в четвертом этапе, в $\text{см}^3/\text{сек}$.

Имея в виду, что

$$Q_{IV} = Q_a + Q_u,$$

получим

$$Q_u = Q_{IV} \left(\frac{1}{1 + \frac{W_a}{W_d}} \right). \quad (15)$$

Подставляя формулу (15) в равенство (2) и произведя необходимые преобразования, находим

$$p_n = \bar{p}_n - \frac{p_n - p_3}{t_{IV}^2} (t_{IV} - t)^2. \quad (16)$$

Вид кривой давления в системе с аккумулятором такой же, как в системе без аккумулятора давления, но t_{IV} имеет большее значение.

Как видно из формулы (16), вид кривой $p_n = \varphi(t)$ не зависит от места установки аккумулятора, а определяется при прочих равных условиях временем t_{IV} .

Плавность включения гидравлического исполнительного механизма можно повысить также введением в гидравлическую систему устройства, уменьшающего площадь проходного сечения участка магистрали при повышении давления под поршнем (рис. 7). Указанное устройство назовем клапаном изменения расхода.

Для упрощения расчетов приняты следующие допущения:

1. Сопротивление участка магистрали от клапана изменения расхода до исполнительного механизма равно нулю и $p_{кл} = p_n$.

2. Коэффициент гидравлического сопротивления через переменное сечение клапана постоянен.

3. Давление в сечении O—O равно p_n ; давление в сечении 1—1 равно p_n .

4. При $p_n = p_n$ клапан перекрывает отверстие, т. е.

$$m = \frac{p_n F}{c},$$

где c — жесткость упругого элемента клапана изменения расхода в кг/см ;

F — площадь золотника клапана изменения расхода в см^2 .

5. Объем, освобождаемый при движении клапана, не учитывается.

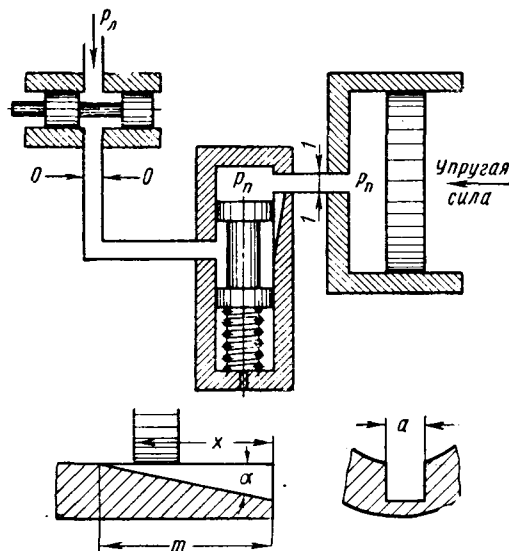


Рис. 7. Схема включения клапана изменения расхода в магистраль исполнительного механизма.

При сделанных выше допущениях расход рабочей жидкости под поршень исполнительного механизма выразится формулой (1), в которой

$$f = \frac{aF}{c} (p_n - p_n) \operatorname{tg} \alpha.$$

Подставляя равенство (1) в равенство (2) и произведя необходимые преобразования, получим

$$t = \frac{1}{k} \left(\sqrt{\frac{p_n - p_3}{p_n - p_n}} - 1 \right), \quad (17)$$

где

$$k = \frac{1}{2} \frac{c_n}{F_n^2} \cdot \frac{Q_3}{p_n} [1/\text{сек}].$$

Решая полученное выражение относительно p_n , находим зависимость давления под поршнем исполнительного механизма от времени:

$$p_n = p_n - \frac{\bar{p}_n - p_3}{(kt + 1)^2}. \quad (18)$$

Время t_{IV} можно определить из выражения (17), положив, например, $p_n = 0,9 p_n$.

Для проверки расчетов изготовлены клапан изменения расхода и аккумулятор давления со следующими параметрами:

$$f_{\max} = 0,23 \text{ см}^2, \quad f_{\min} = 0,01 \text{ см}^2,$$

для клапана изменения расхода;

$$F_n = 20 \text{ см}^2, \quad W_n = 34 \text{ см}^3; \quad p_{np} = 80 \text{ кг}, \quad f = 0,32 \text{ см}^2,$$

для аккумулятора давления.

Механизмы встраивались в магистраль второго сцепления, после чего переключались со второй на третью передачу.

Расход рабочей жидкости, идущей на переключение в третьем этапе при $n_{\text{дв}} = 1500 \text{ об/мин}$, с клапаном изменения расхода составлял $200 \text{ см}^3/\text{сек}$, с аккумулятором давления — $320 \text{ см}^3/\text{сек}$.

Линейное давление в обоих случаях было 8 кг/см^2 .

Диаграммы процессов приведены на рис. 4, б, в.

Превышение действительной кривой над расчетной в начале четвертого этапа, заметное на рис. 4, в, объясняется явлением гидравлического удара и инерционностью поршня аккумулятора.

Расчеты, приведенные в настоящей работе, позволяют определить характер переходных процессов, протекающих в систе-

ме управления гидромеханической передачи, и оценить проектируемую конструкцию с точки зрения возможности появления в ней значительных динамических нагрузок при переключении передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ечеистов Ю. А., Чередниченко Ю. И. «Автомобильная промышленность», 1961, № 5.
2. Айзерман М. А. «Автоматика переключения передач», Машгиз, 1948.
3. Хаймович Е. М. Гидроприводы и гидравтоматика станков, Машгиз, 1953.

Аналитическое определение величины износа элементов тормозной пары

Б. М. ДЕМИДЕНКО

Армавирская автомобильная школа

СУЩЕСТВУЮЩИЕ измерители, определяющие в известной мере износ тормозной накладки, позволяют дать лишь косвенную оценку износостойкости одного из элементов тормозной пары — накладки. В таком методе оценки износостойкости элементов тормозной пары отсутствует техническая связь конструктивных и эксплуатационных факторов. Поэтому при расчете тормозного механизма на основе существующих методов можно лишь только подобрать более износостойкий материал, удовлетворяющий требованиям выбранного метода расчета.

Так как основной целью расчета на износ является создание механизма, имеющего наибольший срок службы, необходимо учитывать, что это может быть достигнуто не только за счет применения верно подобранных в паре, наиболее износостойких материалов, но и путем правильного подбора конструктивных размеров элементов механизма, а также учета эксплуатационных факторов, влияющих на износ: температурный режим, параметры режима работы тормоза; влажность и запыленность воздуха; подбор и состояние материала накладки и барабана и т. д.

Из теории износа известно, что износ тормозной пары как сопряжения I_n есть величина взаимного сближения тормозной накладки и барабана по оси YY . При условии касания элементов

$$I_n = \frac{I_n + I_\delta}{\cos \alpha},$$

где I_n — износ накладки в любой точке, измеренный нормально к поверхности трения;

I_δ — износ тормозного барабана.

Принимая в первом приближении, что между величиной износа пары и временем износа существует линейная зависимость, и рассматривая фактор времени износа t в эквивалентном измерителе (1 км пробега автомобиля), будем иметь выражение, характеризующее скорость износа для тормозной пары, накладки и барабана:

$$\lambda(n, \text{ км}) = \frac{I(n, \text{ км})}{t}. \quad (1)$$

Кроме того, скорость изнашивания связана функциональной зависимостью с удельным давлением между трущимися поверхностями и скоростью относительного скольжения, что позволяет оценить влияние на износ конструктивных показателей и факторов режима работы тормозов. Поэтому применимы степенные законы изнашивания материалов, получившие подтверждение многочисленными исследованиями [1] для случая сухого абразивного износа и широко используемые при расчетах на износ.

Например, для определения величины скорости износа тормозной накладки используется следующее выражение:

$$\lambda_n = k_n p^m v^n, \quad (2)$$

где $k_n = k'_0 k'_1 k'_2 k'_3 \dots k'_n$ — коэффициенты, учитывающие влияние эксплуатационных факторов, наиболее активно действующих на интенсивность износа элементов пары;

k'_0 — коэффициент, учитывающий подбор материала накладки;

k'_1 — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы тормоза;

k'_2 — коэффициент, учитывающий влияние влажности среды, запыленности воздуха и других факторов;

p — удельное давление.

Аналогичные выражения будем иметь и для тормозного барабана. Используя уточненный метод расчета тормозных механизмов, базирующийся на синусоидальном законе распределения удельных давлений, находим зависимость удельного давления p от разжимной силы P , показывая это на примере расчета двухколесного тормозного механизма с гидравлическим приводом типа ГАЗ-51, принимая элементы тормозной пары жесткими недеформируемыми. С целью сокращения математических выкладок расчет ведем только для левой колески.

Учитывая, что сила $P_1 = P_2 = P$ и приложена (рис. 1) под углом α_1 к оси YY на расстоянии $a+c$, имеем

$$p = \frac{P(a+c)}{bR[Bc - \mu(RC + cA)]} \cos \alpha_1, \quad (3)$$

где

$$A = \frac{\sin^2 \beta_2 - \sin^2 \beta_1}{2};$$

$$B = \frac{\sin^2 2\beta_2 - \sin^2 2\beta_1}{4} + \frac{\beta_2 + \beta_1}{2};$$

$$C = \cos \beta_1 - \cos \beta_2;$$

$$R = \frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2}} \text{ — эквивалентный радиус (расстояние по}$$

ложению направления результирующей тангенциальной силы от центра тормозного барабана);

μ — коэффициент трения.

$$\frac{a+c}{Bc - \mu(RC + cA)} = Q.$$

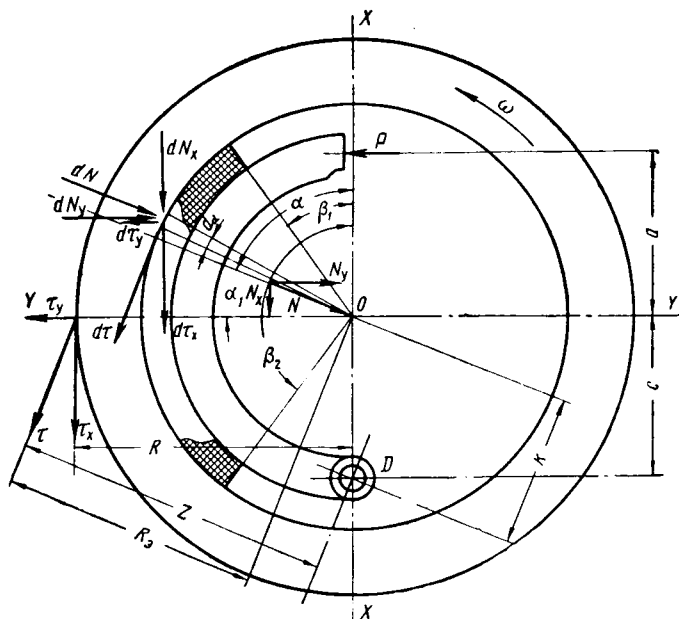


Рис. 1. Схема расположения величины износа на элементах тормозной пары.

Принимая в первом приближении показатели степени законов изнашивания в выражении (2) равными единице, найдем выражения, характеризующие скорости износа тормозного барабана, пары в целом и накладки.

Учитывая, что при повороте на элементарный угол $d\alpha$, износ барабана

$$dI_0 = k_0 p v_{cp} dt,$$

где dt — время износа барабана при повороте на угол $d\alpha$. В результате соответствующих математических преобразований получим окончательное выражение, характеризующее скорость износа тормозного барабана:

$$\lambda_0 = \frac{k_0 v_{cp}}{2\pi} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \frac{\lambda_n \cos \alpha_1 - \lambda_0}{k_n v_{cp}} = \lambda_n \frac{k_0 (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)}{2\pi k_n + \beta_2 - \beta_1}. \quad (4)$$

Решая совместно уравнения (3) и (4) относительно λ_n , получаем выражение, характеризующее скорость износа тормозной пары:

$$\lambda_n = \frac{P k_n v_{cp} Q \cos \alpha_1 (2\pi k_n + k_0 \beta_2 - k_0 \beta_1)}{b R [\cos \alpha_1 (2\pi k_n + k_0 \beta_2 - k_0 \beta_1) - k_0 (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)]}. \quad (5)$$

Далее, преобразовывая уравнение (2) с учетом полученных выражений, найдем аналитическую зависимость, определяющую скорость износа тормозной накладки:

$$\lambda_n = \frac{P k_n v_{cp} Q}{b R} \cos \alpha_1. \quad (6)$$

Решая уравнения (4) и (6) с учетом уравнения (1), получаем аналитические выражения, характеризующие величины износа I_n и I_0 :

$$\left. \begin{aligned} I_n &= \lambda_n \left[\cos \alpha_1 - \frac{k_0 (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)}{2\pi k_n + k_0 \beta_2 - k_0 \beta_1} \right]; \\ I_0 &= \lambda_n \frac{k_0 (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)}{2\pi k_n + k_0 \beta_2 - k_0 \beta_1} t. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Аналогично можно получить аналитические зависимости для определения величины p , λ_n , λ_0 , λ_0 , I_n , I_0 при законах изнашивания с показателями степени, не равными единице. Учитывая, что ход решения соответствует описанному методу, приведем окончательные выражения без математических выкладок.

Распределение удельных давлений

$$p = \sqrt[m]{\frac{\lambda_n \cos \alpha_1 - \lambda_0}{k_n v_{cp}^n}}. \quad (8)$$

Скорость износа тормозной пары и ее элементов

$$\lambda'_n = \frac{P^m k_n Q^m v_{cp}^n \cos^m \alpha_1 (2\pi k_n + k_0 \beta_2 - k_0 \beta_1)}{b^m R^m [\cos \alpha_1 (2\pi k_n + k_0 \beta_2 - k_0 \beta_1) - k_0 (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)]}; \quad (9)$$

$$\lambda'_n = \frac{P^m Q^m k_n v_{cp}^n}{b^m R^m} \cos^m \alpha_1; \quad (10)$$

$$\lambda'_0 = \frac{k_0 v_{cp}}{2\pi} \int_{\beta_1}^{\beta_2} \left(\frac{\lambda_n \cos \alpha_1 - \lambda_0}{k_n v_{cp}^n} \right)^{\frac{m}{n}} d\alpha. \quad (11)$$

Величина износа

$$\left. \begin{aligned} I_n &= \lambda'_n \left[\cos \alpha_1 - \frac{k_0 (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)}{2\pi k_n + k_0 \beta_2 - k_0 \beta_1} \right] t; \\ I_0 &= \lambda'_n \frac{k_0 (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)}{2\pi k_n + k_0 \beta_2 - k_0 \beta_1} t. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Полученные аналитические зависимости дают определенную характеристику распределения удельных давлений p , зависимость скорости (λ_n , λ_0 , λ_0) и величины (I_n , I_0) износа элементов пары от отдельных параметров режима работы тормоза (P , v_{cp}), конструктивных размеров (b , R) и учитывают влияние отдельных условий эксплуатации: температуры, влажности, пыльности и т. п. (k_n , k_0).

При практическом применении настоящего метода необходимо выделить три основных этапа:

1) определение конкретных значений отдельных величин закономерностей износа [2], которые при отсутствии заданных или заранее установленных значений, могут быть найдены путем стендовых или специальных испытаний;

2) непосредственное проведение расчета с установлением конкретной величины λ_n , λ_0 , p , I_n , I_0 при выбранных конструктивных и эксплуатационных показателях; получаемые расчетные величины должны сопоставляться с фактическими данными эксплуатации;

3) использование результатов расчета для решения практических задач, например, для установления срока службы деталей пары, проверки правильности подбора конструктивных размеров тормоза в отношении его износостойкости, корректировки режима технического обслуживания с учетом интенсивности износа и выбираемых конкретных условий эксплуатации и т. д.

На примере колодочного механизма автомобиля ГАЗ-51, работающего в условиях эксплуатации Краснодарского края, были получены данные фактической интенсивности износа элементов пары и данные, характеризующие отдельные параметры режимов работы тормозов.

В задачу испытаний на износ входило установить интенсивность износа элементов пары при характерных реальных режимах работы тормоза. Характерными являлись равнинные и горные дорожные условия. Во время испытаний через определенный пробег автомобиля проводился микрометрический замер толщины накладок и рабочей стенки барабана с помощью микрометра с шаровым наконечником (с точностью 0,01 мм) в семи точках на передних накладках и в пяти точках на задних через каждые 20–22° длины накладок на расстоянии 5 мм от края, с обеих сторон накладок внутренней и внешней. В результате были получены данные по интенсивности износа накладок и барабанов, что позволило установить величину средней фактической скорости износа накладок и барабана.

Для испытаний были выбраны загородные участки дорог протяженностью 100 км в равнинных и в горных дорожных условиях, характерных для края (Армавир—Майкоп—Туапсе).

На автомобиле была установлена следующая аппаратура: самопишущий прибор, обеспечивающий синхронную передачу ленты для записи со скоростью 2,5 см/сек; отметчик времени электроконтактных часов, обеспечивающий отметку интервала

времени 0,25 сек; отметчик числа оборотов тормозного барабана, фиксирующий 0,5 оборота для определения средней скорости автомобиля при торможении; отметчик давления в гидроприводе плунжерного типа с калиброванной масштабной пружиной. Параллельно датчику давления был включен протарированный контрольный манометр, рассчитанный на давление 150 кг/см². Одновременно работали счетчики количеств разовых торможений автомобиля и выключений сцепления и, кроме того, отметчик передачи, на которой двигается автомобиль при торможении.

Таблица 1

Показатели	Равнинные дорожные условия		Горные дорожные условия	
	без груза	с грузом	без груза	с грузом
Среднее давление в гидроприводе в кг/см ²	11,7	19,4	17,4	24,1
Средняя затрата времени на торможение в сек	3,25	3,38	5,2	7,6
Средняя скорость движения автомобиля в период торможения в км/ч	25,4	30,8	17,5	12,1
Среднее количество торможений на 100 км пробега	69	71	289	361
Среднее количество торможений до полной остановки автомобиля на 100 км пробега	11	16	31	27
Число торможений с выключением сцепления на 100 км пробега	48	28	201	258
Число торможений при движении на пониженной передаче (III, II, I) на 100 км пробега	6	9	53	62

В табл. 1 приводятся отдельные данные, характеризующие тормозные режимы в условиях проведенных испытаний.

Средний износ накладок и барабана соответственно для выбранных условий работы автомобиля приведен на рис. 2. Рассмотрев указанные зависимости скорости износа

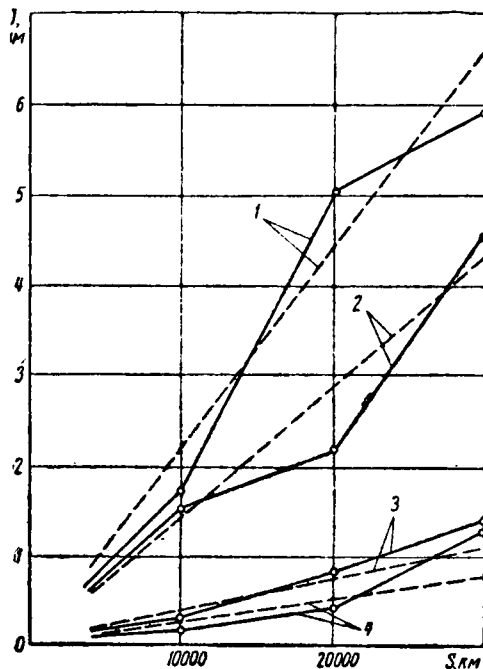


Рис. 2. Зависимость износа элементов тормозной пары от пробега автомобиля (сплошные линии — фактическая зависимость, штриховые линии — расчетная зависимость):

1 — накладка в горных дорожных условиях; 2 — накладка в равнинных дорожных условиях; 3 — барабан в горных дорожных условиях; 4 — барабан в равнинных дорожных условиях.

от скорости относительного скольжения (рис. 3) с достаточной точностью, можно считать, что скорость износа увеличивается пропорционально скорости относительного скольжения. Прямо пропорциональная зависимость между скоростью износа и относительного скольжения подтверждается результатами ряда

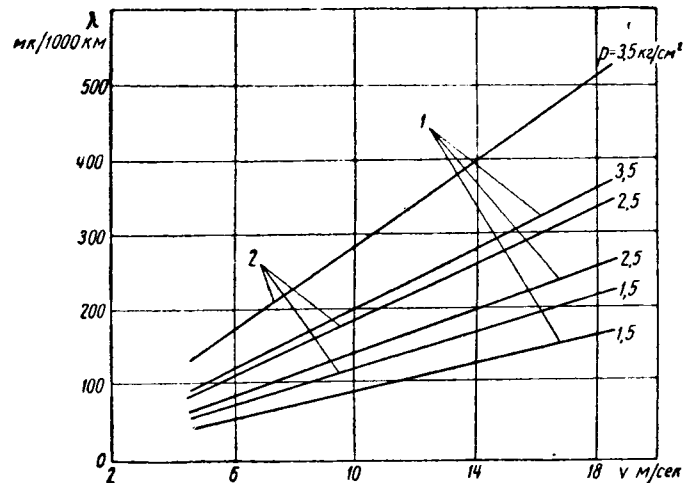


Рис. 3. Зависимость скорости износа накладок от средней скорости относительного скольжения:

1 — равнинные дорожные условия; 2 — горные дорожные условия

стендовых испытаний [2]. Соотношение скоростей износа накладок и барабана примерно одинаково. В равнинных дорожных условиях соотношение скоростей износа

$$\frac{\lambda_n}{\lambda_b} = 9,2,$$

в горных условиях $\frac{\lambda_n}{\lambda_b} = 8,4$, т. е. в среднем 8,8.

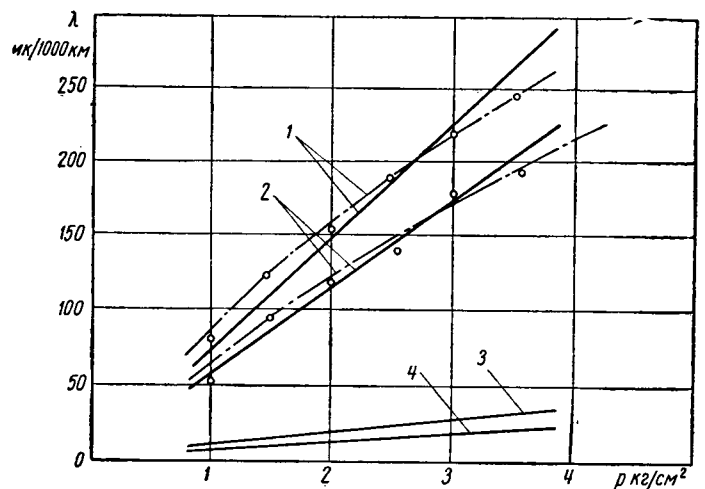


Рис. 4. Зависимость скорости износа элементов пары от удельного давления при скорости тормозного барабана при $v_b = 10$ м/сек (сплошные линии — принятые расчетные зависимости; штрих-пунктирные линии — фактические зависимости): 1 — накладки в горных дорожных условиях; 2 — накладки в равнинных дорожных условиях; 3 — барабан в горных дорожных условиях; 4 — барабан в равнинных дорожных условиях.

Из рис. 4 видно, что между удельным давлением p и скоростью износа λ не имеется прямолинейной зависимости, скорость износа накладки связана с удельным давлением степенной зависимостью, причем $m < 1$. Судя по контрольным точкам (рис. 4), зависимость будет определять кривая с показателем степени $m = 0,8$. Тогда, например, для равнинных условий вид закономерностей (2) будет такой:

$$\lambda_n = k_n p^{0,8} v,$$

$$\lambda_b = k_b p^{0,8} v.$$

С учетом незначительной выпуклости кривых при $m = 0,8$ принята в первом приближении прямо пропорциональная зависимость, что, не оказывая большого влияния на точность и не изменяя основного направления, упрощало подсчеты.

Из графика зависимости скорости износа накладки и барабана от удельного давления p при средней окружной скорости

тормозных барабанов $v = 10$ м/сек (рис. 4) найдены численные значения коэффициентов k_n , k_σ в зависимостях (2).

Для равнинных дорожных условий эксплуатации тормозной пары

$$\left. \begin{aligned} \lambda_n &= 0,57 pv; \\ \lambda_\sigma &= 0,062 pv; \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

для горных дорожных условий эксплуатации тормозной пары

$$\left. \begin{aligned} \lambda'_n &= 0,75 pv; \\ \lambda'_\sigma &= 0,089 pv. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Особо необходимо остановиться на вопросе о влиянии на износ температуры, что в выведенных аналитических зависимостях учитывается коэффициентами k_n , k_σ . В горных дорожных условиях повышение средней температуры работы тормозов дает в закономерностях износа более высокий по абсолютной величине коэффициент k , т. е. более высокую интенсивность износа. Стендовые испытания накладок при $v = 7,5$ м/сек, $p = 2,7$ кг/см² и изменяющейся температуре от 60 до 320° показывают увеличение интенсивности износа при повышении температуры, но у различных фрикционных материалов повышение интенсивности износа происходит неодинаково и зависит от рецептуры материала. Существенное влияние на повышение интенсивности износа тормозной пары температура начинает оказывать только при 120—150° [2]. Проведенные перед испытаниями в выбранных дорожных условиях измерения температуры тормозной пары показали среднюю величину температуры тормозов, не превышающую 100—120°, поэтому постоянно измерения температуры не проводились, что, однако, не может менять сущности расчета и вида аналитических зависимостей.

При проведении проверочного расчета конструктивные размеры брались из заводских чертежей автомобиля ГАЗ-51. Тормозные механизмы и детали гидропривода имели размеры, указанные в табл. 2.

Таблица 2

Показатели	Передний тормоз	Задний тормоз
Диаметр барабана в мм	350	380
Ширина накладки в мм	60	80
Диаметр тормозных цилиндров в мм	35	38
Размер a в мм	148	148
Размер c в мм	140	145
Размер e в мм	25	25
Отклонение точки D от оси X в град:		
для задних накладок		
β_1	27	26
β_2	154	156
для передних накладок		
β_1	51	56
β_2	142	147
Диаметр главного тормозного цилиндра в мм		32
Передаточное отношение тормозного привода		5,385

При определении расчетной величины удельных давлений, действующих в точках измерения износа (1—5, 1—7) накладок, усилие, приходящееся на колодку, вычислялось по выражению

$$P = \eta p_0 \frac{\pi d^2}{4},$$

где η — к.п.д. гидравлического привода, принятый равным 0,94;

d — диаметр поршня рабочего тормозного цилиндра;

p_0 — среднее давление тормозной жидкости в системе гидропривода, полученное в результате обработки данных испытаний (табл. 1).

Таблица 3

Показатели	Тормозные накладки	Тормозные барабаны
Средняя скорость износа при испытаниях в мм/1000 км:		
равнинные условия	125	0,22
горные условия	176	0,31
Скорость износа согласно расчету в мм/1000 км:		
равнинные условия	142	0,29
горные условия	223	0,38

В табл. 3 приведено сравнение результатов испытаний и расчета по определению скорости износа тормозной накладки и барабана по выражениям (12).

Имея по заводским данным, что толщина накладки для передних и задних колес равна соответственно $6^{+0,3}_{-0,2}$ мм или $8,5^{+0,3}_{-0,2}$ мм, и принимая во внимание, что срок службы накладки определяется величиной допустимого износа $i_{доп}$ 5 мм, найдем расчетный срок службы накладок по выражению

$$T = \frac{i_{доп}}{\lambda_{н.ср}}, \quad (15)$$

где $\lambda_{н.ср}$ — средняя скорость износа накладки в мм.

После подсчета получим срок службы тормозных накладок в равнинных условиях 34 тыс. км. Срок службы тормозных накладок в горных условиях 25 тыс. км.

Аналогично получена расчетная величина срока службы тормозного барабана: в равнинных условиях 48 тыс. км, в горных условиях 69 тыс. км.

В последнем случае величина допустимого износа барабана была принята 2 мм (до очередной расточки).

ЛИТЕРАТУРА

1. Пронников А. С. Износ и долговечность станков, Машгиз, 1957.
2. Егоров Л. А., Иванов Ю. Б., Розанов В. Г. Тормозные механизмы. Машгиз, 1955.

Зависимость сопротивления качению автомобиля ЗИЛ-157 от состояния грунта

Канд. техн. наук С. И. РОКАС

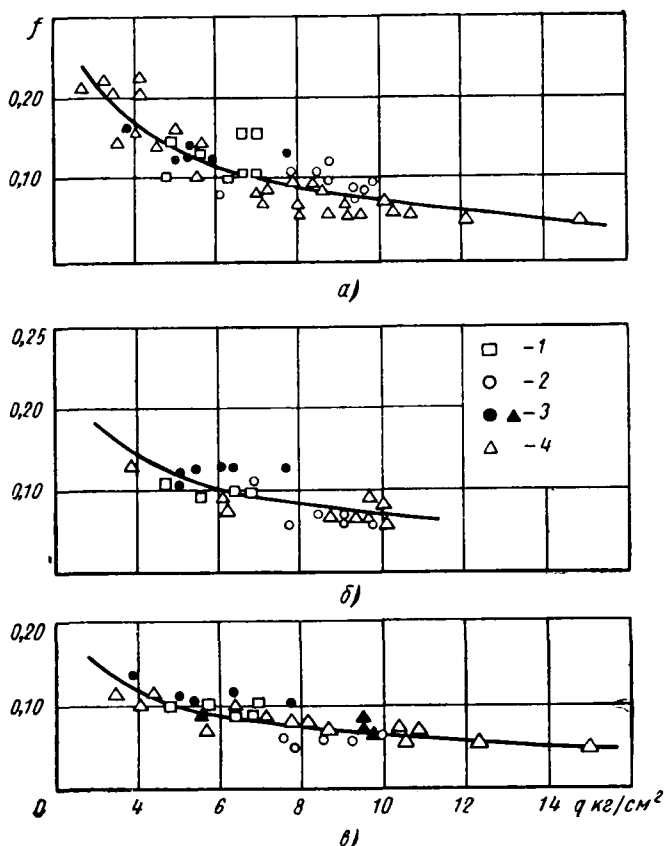
Каунасский политехнический институт

С ЦЕЛЮ выявляния зависимостей параметров проходимости, в частности сопротивления качению автомобиля ЗИЛ-157, от состояния грунта проведены испытания на различных типах грунтов и при различных показателях их прочности. Динамометрирование автомобиля ЗИЛ-157 проводилось с полной нагрузкой на шинах 12.00—18 при давлениях воздуха $p_3 = 3,0$ ат (а), $p_2 = 1,5$ ат (б) и $p_1 = 0,5$ ат (в) (см. рисунок).

Автомобиль перекатывался по сухому среднезернистому 1 и влажному мелкозернистому песку 2, влажной супесчаной пахоте 3, торфяному болоту с травяным покровом и скошенному мокрому лугу 4 при помощи автомобильной лебедки при скорости движения испытуемого автомобиля 3—5 км/ч. Силу сопротивления качению P измеряли 3 раза при помощи динамографа с точностью до 50 кг на однородных по прочности

участках длиной 10—15 м. Прочность грунта вне колес таких участков определяли при помощи сконструированного автором прибора для смятия и среза грунта ССГ-3. В качестве показателя прочности грунта было принято сопротивление смятию q в кг/см², определяемое 6 раз при вдавливании в грунт конусно-лопастного наконечника до полного погружения. Описание прибора и методика проведения опыта даны в литературе [1].

Сопоставление вычисленных величин коэффициентов сопротивления перекатыванию f со средним сопротивлением грунта смятию q обнаруживает криволинейную связь зависимостей типа $f = \psi(q)$ при всех давлениях воздуха в шинах. Для каждого давления при различных прочностных характеристиках грунтов существуют соответствующая зависимость гиперболического типа (см. рисунок).



Корреляционные зависимости коэффициента сопротивления перекачиванию от сопротивления грунта смятию при трех давлениях воздуха в шинах.

При помощи методов математической статистики установлены следующие уравнения зависимостей коэффициентов сопротивления перекачиванию f от прочности грунта q :

$$p_1 = 0,5 \text{ ат при } f = \frac{0,350}{q} + 0,026;$$

$$p_2 = 1,5 \text{ ат при } f = \frac{0,434}{q} + 0,032;$$

$$p_3 = 3,0 \text{ ат при } f = \frac{0,549}{q} + 0,020.$$

Теснота гиперболической связи величин f и q оценена при помощи корреляционного отношения или по формуле для оценки вероятности гипотезы о форме теоретической кривой [2]. На основе опытных данных, показанных на рисунке, получены следующие величины корреляционных отношений η : при $p_1=0,5 \text{ ат}$ $\eta=0,83$, при $p_2=1,5 \text{ ат}$ $\eta=0,78$, при $p_3=3,0 \text{ ат}$ $\eta=0,39$. Следовательно, гипербола достаточно хорошо согласуется с опытными данными при широком диапазоне изменения прочности грунта.

Анализ полученных зависимостей показывает, что в интервале средней и высокой прочности грунтов ($q=6\div 15 \text{ кг/см}^2$) график полученных зависимостей имеет прямолинейный вид. Это объясняется тем, что между величинами затрачиваемой работы для смятия грунта под колесом автомобиля (образование неглубокой колеи) и для вдавливания конусного штампа прибора ССГ-3 выдерживается прямая пропорциональность. Дальнейшее понижение прочности до величин $q=4\div 5 \text{ кг/см}^2$ приводит к более резкому возрастанию сопротивления качению f по сравнению с понижением прочности грунта. Это явление объясняется тем, что грунт при указанном состоянии становится пластичным или пластично-текучим и под катящимся колесом образуется глубокая колея. Сила сопротивления перекачиванию P_f складывается из силы, расходуемой на деформирование (смятие и сдвиг) грунта под колесом, и силы, затрачиваемой на преодоление трения между боковыми поверхностями шин и стенками глубокой колеи в грунте.

Понижение прочности грунта приводит к возрастанию коэффициента сопротивления перекачиванию в неодинаковой степени при различных давлениях воздуха в шинах 12.00—18.

Из полученных зависимостей видно, что наиболее крутое возрастание величин при понижении прочности грунта наблюдается при давлении воздуха $p_3=3,0 \text{ ат}$ во всех шести шинах автомобиля ЗИЛ-157. При давлении воздуха $p_1=0,5 \text{ ат}$ кривая зависимости самая пологая, а кривая при $p_2=1,5 \text{ ат}$ занимает промежуточное положение. В данном диапазоне изменения прочности грунтов не было таких случаев, чтобы при перекачивании колеса автомобиля ЗИЛ-157 погружались в грунт до осадки мостов на поверхность грунта. Такие случаи обычно приводят к повышению коэффициента сопротивления перекачиванию до $f=0,4\div 0,5$ и для автомобиля ЗИЛ-157, по-видимому, они могли бы быть получены при давлении $p=3,0 \text{ ат}$ и прочности грунтов $q=1\div 2 \text{ кг/см}^2$. Гиперболическая кривая зависимости при самых слабых состояниях грунтов очень круто загибает вверх, так как сопротивление перекачиванию еще более резко увеличивается вследствие деформирования (смятия и сдвига вперед) грунта мостами автомобиля.

Приведенные на рисунке зависимости показывают, что снижение давления в шине с 3,0 до 1,5 и 0,5 ат уменьшает сопротивление перекачиванию и эта закономерность соблюдается во всем интервале прочностей грунтов. На грунтах высокой прочности ($q=13\div 15 \text{ кг/см}^2$), когда колея почти отсутствует, сопротивление перекачиванию возникает вследствие упругих деформаций грунта и деформаций шин испытуемого автомобиля. Коэффициент сопротивления перекачиванию в указанном интервале твердопластичных консистенций грунтов достигает величин $f=0,04\div 0,05$, которые все еще превышают величины коэффициентов сопротивления качению при движении автомобиля по твердому дорожному покрытию. На слабых грунтах уменьшение сопротивления перекачиванию при более низких давлениях в шинах обусловлено увеличением площади контакта шины с грунтом. Снижение удельных давлений от шины на грунт приводит к деформированию грунта под колесом на небольшую глубину, что и снижает величину расходуемой энергии на деформирование грунта. Так, например, при прочности грунта $q=4,0 \text{ кг/см}^2$ снижение давления в шинах с $p_3=3,0$ до $p_2=1,5 \text{ ат}$ приводит к уменьшению коэффициента f на 22%, а снижение давления с $p_3=3,0$ до $p_1=0,5 \text{ ат}$ уменьшает величину f на 48%. В случае повышения прочности грунтов до $q=14\div 15 \text{ кг/см}^2$ влияние давления воздуха на коэффициент f становится все менее эффективным. Так, при снижении давления в шинах коэффициент f при прочности грунта $q=10 \text{ кг/см}^2$ уменьшается соответственно на 9 и 30%, а при $q=15 \text{ кг/см}^2$ (твердый грунт) f уменьшается только на 1—2 и 20%.

Эти данные приводят к заключению, что снижение давления воздуха в шинах с $p_3=3,0 \text{ ат}$ до $p_2=1,5 \text{ ат}$ менее эффективно влияет на уменьшение сопротивления перекачиванию по сравнению со снижением давления с $p_2=1,5 \text{ ат}$ до $p_1=0,5 \text{ ат}$. Очевидно, что исследование параметров проходимости автомобилей, в частности сопротивления перекачиванию, целесообразно проводить не при средней, а при возможно низкой прочности ($q=2\div 5 \text{ кг/см}^2$) грунта, где влияние отдельных факторов становится более заметным и тем самым легче поддается анализу и обобщению.

Выводы

1. Оценка прочности грунта необходима при всех случаях определения параметров проходимости.
2. При исследованиях сопротивления перекачиванию в качестве показателя прочности грунта целесообразно принимать сопротивление грунта смятию.
3. При широком диапазоне изменения прочности грунта существует достаточно устойчивая гиперболическая связь между коэффициентом сопротивления перекачиванию и прочностью грунта.
4. Уменьшение сопротивления перекачиванию при снижении давления воздуха в шинах происходит при всех прочностях грунта, однако наибольший эффект наблюдается на слабом грунте.
5. При исследованиях сопротивления качению автомобилей при испытаниях целесообразно охватывать ряд различных по прочности состояний грунтов, с обязательным включением низких прочностей ($q=2\div 5 \text{ кг/см}^2$) грунта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рокас С. И., «Строительное и дорожное машиностроение», 1960, № 5.
2. Длин А. М., Математическая статистика в технике. М., 1958.

Исследование изменения геометрической формы детали без разборки сопряжения

Канд. техн. наук Ф. Н. АВДОНЬКИН

Саратовский политехнический институт

В САРАТОВСКОМ политехническом институте износ деталей сопряжений измеряют без их разборки, используя метод искусственных баз. На шатунные шейки коленчатого вала наносят отпечатки (из-за небольших размеров шеек и расстояния между щеками вала использовать прибор УПОИ-6 для нарезания лунок нельзя) с помощью прибора для проверки твердости по Роквеллу со шкалой С (рис. 1). При наличии

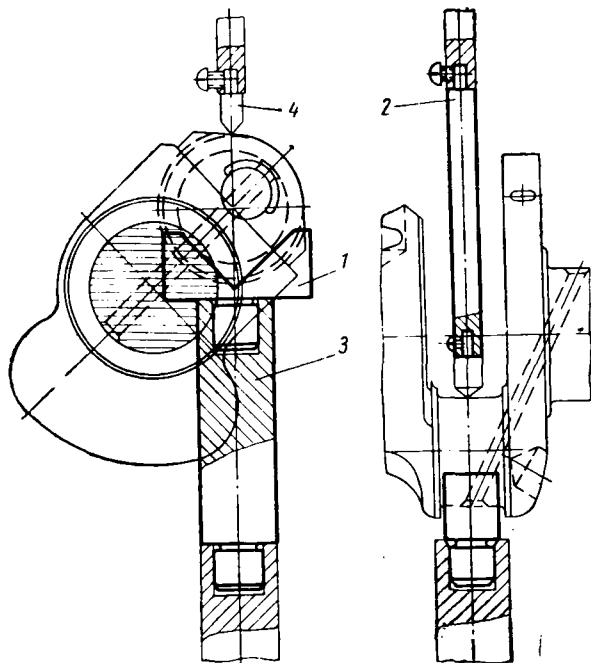


Рис. 1. Измерение местного износа шатунной шейки без разборки сопряжения.

призмы 1 и двух оправок 2 и 3 отпечатки можно наносить индентером 4 на шейке при любом угле поворота вала. Отпечаток на шейке вала без разборки сопряжения измеряют через отверстие в середине крышки шатуна с помощью микроскопа Бринеля. Отверстие в крышке в рабочем состоянии двигателя закрыто резьбовой пробкой М10×1,25 мм.

По изменению диаметра отпечатка Δ на шейке можно судить не только об интенсивности износа шейки по времени t , но и об изменении геометрической формы шейки.

При исследовании износа двигателей ЗИЛ-120 в эксплуатационных условиях было установлено, что интенсивность нарастания эллипсности шатунных шеек гораздо меньше, чем у других двигателей. Наблюдался даже несколько необычный результат: износ шатунных шеек в плоскости кривошипа меньше, чем в перпендикулярной плоскости. Было высказано предположение, которое затем подтвердилось экспериментом, что малому износу шатунной шейки в плоскости кривошипа способствует масляный канал в стержне шатуна для смазки поршневого пальца.

Уже несколько лет назад масляный канал в шатуне не стали делать, так как он не обеспечивал надлежащей смазки поршневого пальца. Отказ от масляного канала увеличил интенсивность изменения геометрической формы шатунной шейки и ее износа.

Судя по приведенным данным (рис. 2), наличие в шатуне просверленных отверстий для смазки поршневого пальца повышает износ шейки (кривая 1) около масляного отверстия (плоскость 0°). Износ шейки по другим участкам окружности меньше, чем при работе с шатуном (кривая 2) без отверстия. Особенно уменьшается износ шейки в плоскости кривошипа со

стороны оси коленчатого вала. У шеек с шатунами без сверлений четко выявляются участки максимального износа — в плоскости кривошипа. При угле поворота $\alpha=45^\circ$ износ остается все время высоким, а после мертвых точек интенсивность

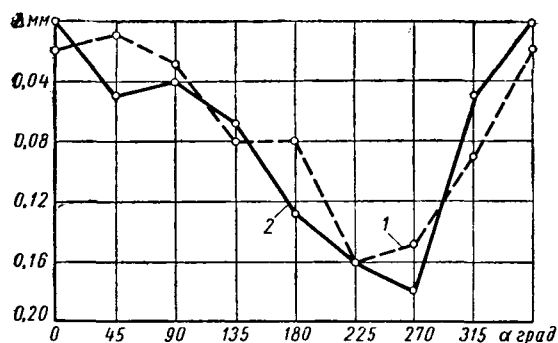


Рис. 2. Радиальный износ шатунных шеек.

износа падает. На шейках с просверленными шатунами интенсивность износа возрастает до максимальной величины на участке за 45° до нижней мертвой точки (в плоскости кривошипа со стороны оси коленчатого вала).

В настоящее время в Саратовском политехническом институте исследуют изменения геометрической формы деталей и

других сопряжений, например, поршневого пальца в сопряжении с верхней головкой шатуна и бобышкой поршня.

Особенно удобно проводить эти исследования на новых моделях двигателей, например, М-21, у которых просверлены отверстия в бобышке поршня (рис. 3, а). У двигателя «Москвич-407» это отверстие несколько меньше. Через отверстие в бобышке поршня можно измерить микроскопом нарезанную на пальце лунку или отпечаток (рис. 3, а).

В поршнях старых марок двигателей приходится специально делать отверстия. Применительно к двигателю

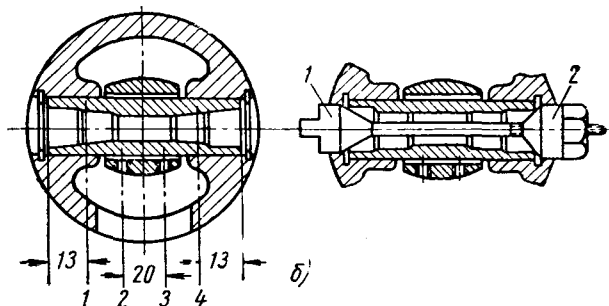
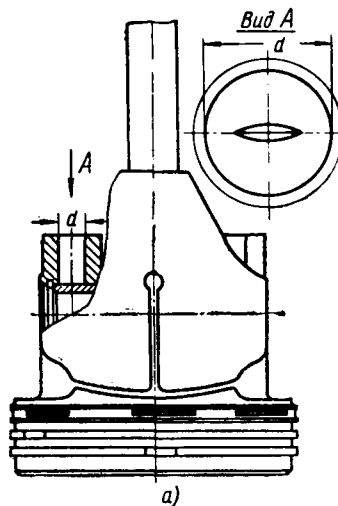


Рис. 3. Измерение местного износа поршневого пальца без разборки сопряжения:

а — поршень М-21 с нанесенной на поршневом пальце лункой; б — оправка для проворачивания поршневого пальца при измерении; 1 — конусный болт; 2 — конусная гайка.

ЗИЛ-120 эти отверстия в бобышке приходится просверливать так, чтобы можно было измерить лунку или отпечаток микроскопом. Лунки или отпечатки наносят на поршневой палец на расстоянии 13 мм от краев пальца.

Для определения изменения геометрической формы поршневого пальца в сопряжении с верхней головкой шатуна в последнем сверлят два отверстия с резьбой, чтобы ставить резьбовые пробки после измерения всех отпечатков. В юбке поршня профрезеруют окно, через которое устанавливают микроскоп.

Для фиксации положения отпечатков или лунок на поршневом пальце на торцах последнего стрелкой отмечают начало и направление поворота поршневого пальца при измерении. Поршневой палец поворачивают конусной оправкой (рис. 3, б) с конусной гайкой 2. С помощью ключа оправку вместе с пальцем можно поворачивать на любой угол.

На рис. 4 графически представлены некоторые результаты исследования изменения геометрической формы и интенсивности износа поршневых пальцев на различных участках l по длине и окружности (углы измерения ψ). Поршневые пальцы работали в двигателе при 1600 об/мин коленчатого вала без нагрузки. Как видно из рис. 4, а, износ поршневых пальцев по радиальной толщине почти равномерный по всем поясам измерений, особенно у шестого поршневого пальца. У третьего поршневого пальца более четко выражена неравномерность износа по окружности. Это можно объяснить только тем, что поршневой палец длительное время не поворачивался в бобышках поршня. Особенно это сказалось на износе третьего поршневого пальца во втором поясе. Износ третьего поршневого пальца в третьем поясе больше, чем во втором. Так как второй и третий пояса находятся на участке поршневого пальца в сопряжении со втулкой верхней головки шатуна, то эту разницу можно объяснить только непараллельностью осей поршневого пальца и отверстия во втулке верхней головки шатуна. Эта непараллельность вызвала и неодинаковый износ пальца под передней и задней бобышками третьего поршня (рис. 4, б).

Таким образом, при исследовании радиального износа поршневого пальца без разборки сопряжений шатун — поршневой палец — поршень можно установить наличие непараллельности осей сопряженных деталей.

На рис. 4, а, б приведены данные по радиальному износу поршневых пальцев двигателя после его работы на стенде 375 ч. По результатам промежуточных измерений радиального износа можно построить кривые износа поршневого пальца

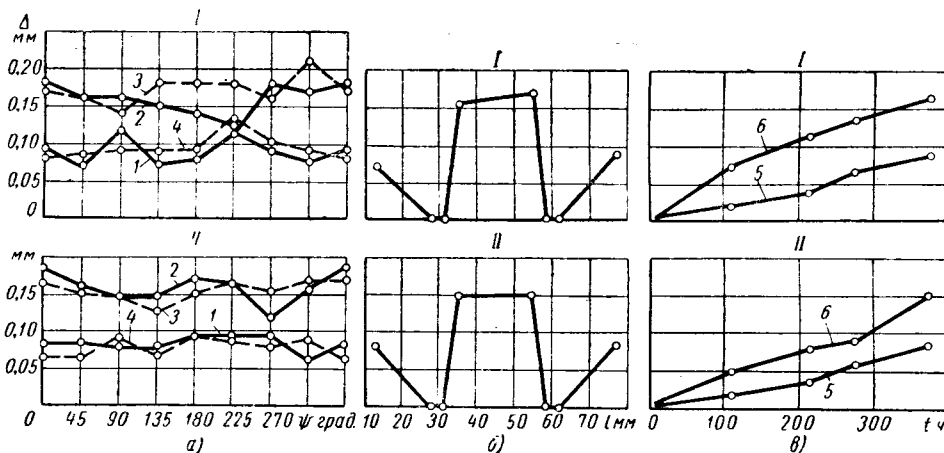


Рис. 4. Износ поршневого пальца в процессе испытаний эталонного двигателя:

а — по окружности; б — по длине; в — за время испытаний; I — третий поршневой палец; II — шестой поршневой палец; 1—4 — номера поясов измерения; 5 — бобышки поршня; 6 — втулки верхней головки шатуна.

на участках, сопряженных с бобышками поршня (кривые 5, рис. 4, в) и со втулкой верхней головки шатуна (кривые 6). Судя по этим кривым (рис. 4, в), интенсивность износа поршневого пальца не остается постоянной за время испытания двигателя на стенде на постоянном режиме. Кривые износа третьего и шестого поршневых пальцев на участках сопряжения с бобышками поршня совпадают.

При исследовании износа двигателя в эксплуатационных условиях можно следить за изменением геометрической формы некоторых деталей (шеек коленчатого вала, поршневых пальцев) без нарушения приработанного состояния сопряженных деталей.

Экспериментальные зависимости по боковому уводу шин

Канд. техн. наук Д. А. АНТОНОВ

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ шины современных автомобилей обладают значительной эластичностью в радиальном, тангенциальном и боковом направлениях. Эта эластичность оказывает настолько существенное влияние на поведение автомобиля, что проведение расчетов, связанных с управляемостью, поворачиваемостью и устойчивостью движения, немислимо в настоящее время без знания упругих характеристик шин, в частности величины коэффициентов сопротивления уводу, тангенциальной и радиальной эластичности шин.

В связи с появлением многоосных автомобилей большой грузоподъемности возникла необходимость в накоплении экспериментального материала по характеристикам шин большого размера.

Были проведены испытания шин в условиях увода при прямолинейном движении на стенде барабанного типа. Стенд представлял собой установку, имитирующую движение испытуемого колеса с уводом с заданными условиями по нагрузкам и характеру движения. Стенд давал возможность создавать различные нормальные и боковые нагрузки на шины, задавать требуемые углы увода и необходимый скоростной режим. Карданный вал привода бегового барабана имел динамометрический участок, на котором были наклеены проволоочные дат-

чики сопротивления для измерения величины крутящего момента. Для измерения величины боковой силы была установлена тензометрическая вставка с наклеенными на нее проволоочными датчиками сопротивления, которая располагалась таким образом, чтобы через нее проходила вся боковая нагрузка, возникающая на колесе. Для установки угла увода (угла между плоскостью вращения бегового барабана и плоскостью вращения колеса) использовался специальный угломер. Угломер был жестко связан с поворотной цапфой колеса и показывал действительный угол увода при воздействии нагрузок. Беговой барабан диаметром 1500 мм по поверхности имел металлическую обшивку.

Исследованиям подвергались как установившиеся, так и не установившиеся режимы увода. При исследовании установившихся режимов к тензометрической аппаратуре подключался высокочувствительный микроамперметр, который при специальном переключении давал возможность измерять величину боковой нагрузки с высокой точностью. При максимальной действующей боковой силе 1 т настройка положения, при котором угол увода равен нулю, производилась при чувствительности не более 60—70 г боковой силы. Разработанная методика настройки испытуемого колеса дала возможность

выявить начальную нелинейность зависимости величины боковой силы от угла увода шин, особенно при воздействии нормальных нагрузок значительной величины.

При исследовании процессов, сопровождающих неустановившийся увод, параметры регистрировались на осциллографе

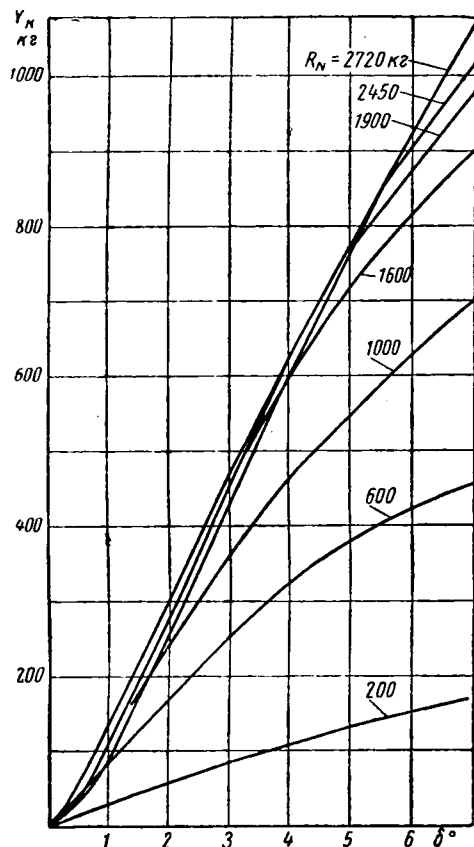


Рис. 1. Зависимость боковой силы от угла увода δ (шины 12.00—20 модели И-178).

К-12-21 с включением в схему усилительной аппаратуры. В этом случае величина ошибки измерений по характеристикам комплекса аппаратуры могла быть в пределах $\pm 10\%$.

Создавая различные углы увода, а также различные нормальные нагрузки с широким диапазоном их изменения от нуля до двукратной перегрузки при различных давлениях воздуха в шине и скоростях движения, были получены характеристики шин, которые приведены на рис. 1—6. Кривые изменения боковой и тангенциальной силы от угла увода приведены только для шины 12.00—20 модели И-178 в связи с тем, что подобные же зависимости для испытывавшихся шин 12.00—18 и 9.75—18 носят такой же качественный характер. Условия испытаний были следующими. Поверхность бегового барабана сухая, испытуемое колесо ведомое, давление воздуха в шине 3 атм.

На всех рисунках боковые силы приведены к направлению, перпендикулярному к плоскости вращения колеса, а тангенциальные — к направлению, совпадающему с плоскостью вращения колеса. Для этого необходимо было знать величину и направление равнодействующей в контакте шины с опорной поверхностью. На стенде измерялась боковая сила, действующая в направлении, перпендикулярном к плоскости вращения бегового барабана, т. е. одна из составляющих равнодействующей.

Для определения второй составляющей, имеющей тангенциальное направление к поверхности бегового барабана, измерялся момент на валу привода бегового барабана. Зная обе составляющие равнодействующей, а также угол отклонения плоскости вращения колеса от плоскости вращения бегового барабана, можно было определить зависимость боковой и тангенциальной силы от угла увода колеса.

Определение тангенциальных усилий, приведенных к плоскости вращения колеса, показало, что при незначительном

увезде (до 6°) увеличения сопротивления качению колеса в плоскости его вращения практически не происходит.

Рассмотрев приведенные экспериментальные зависимости, можно выделить следующие особенности.

При воздействии на колесо нормальной нагрузки, начиная примерно с 70% от номинальной до двукратной перегрузки, начальный участок кривых зависимости боковой силы от угла увода не является прямолинейным (рис. 1). На начальном участке кривых имеется незначительная вогнутость, которая не имеет значения при исследовании управляемости, но может сыграть существенную роль при исследовании устойчивости. Эта вогнутость предопределяет пониженные значения величин коэффициентов сопротивления уводу при малых углах увода.

На рис. 2. приведены кривые изменения коэффициента сопротивления уводу k при различных значениях углов увода δ и

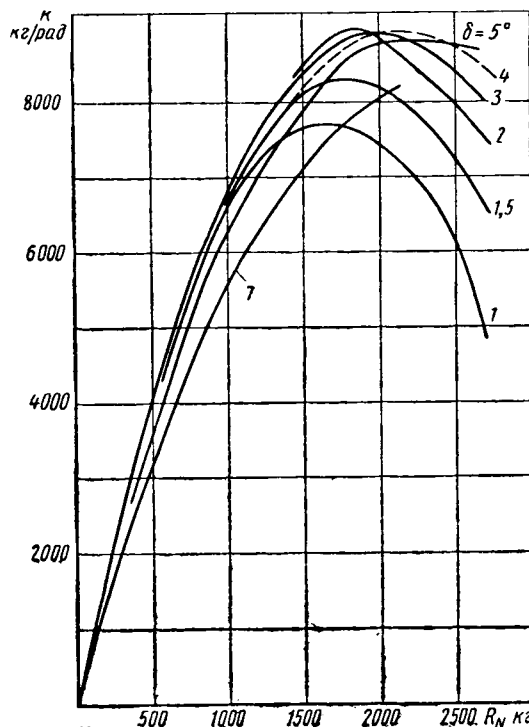


Рис. 2. Зависимость коэффициента сопротивления увода от нормальной нагрузки на колесо (шина 12.00—20 модели И-178)

нормальной нагрузки R_N на колесо. Пониженные значения коэффициентов сопротивления уводу облегчают возможность развития потери устойчивости движения от воздействия весьма малых возмущений и предопределяют пониженные значения критических скоростей прямолинейного движения.

Сравнение кривых зависимости боковой силы от угла увода и нормальной нагрузки, полученных при качении колеса по сухому беговому барабану (рис. 1), с кривыми тех же зависимостей, полученных при качении колеса по мокрому беговому барабану (рис. 3), показывает, что тангенсы углов наклона касательных к кривым, соответствующим одинаковым нормальным нагрузкам, несущественно отличаются друг от друга в точке, соответствующей началу координат. При воздействии весьма малых боковых сил эта особенность должна приводить к одинаковому поведению автомобилей с точки зрения их устойчивости движения (при отсутствии воздействия тяговых или тормозных сил).

При углах увода менее 6° можно практически не учитывать изменения сопротивления качению шин из-за увода (рис. 4). Следовательно, при необходимости определения сопротивления движению колеса с уводом можно воспользоваться простым проектированием тангенциальных и боковых нагрузок на требуемое направление движения.

Приведенные экспериментальные данные недостаточны для расчета устойчивости, если не указать пути учета воздействия тангенциальных и тормозных сил.

Вследствие того, что стенд не мог обеспечить испытания шин большого размера на увод в широком диапазоне тормозных

и тангенциальных нагрузок, испытанию была подвергнута шина 6.50—16 модели Я-13. Результаты этих испытаний пока-

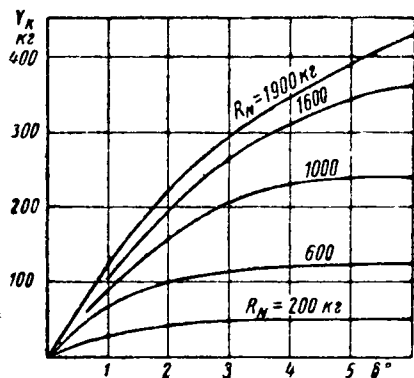


Рис. 3. Зависимость боковой силы от угла увода шины 12.00—20 при движении по мокрому беговому барабану ($P=3$ атм).

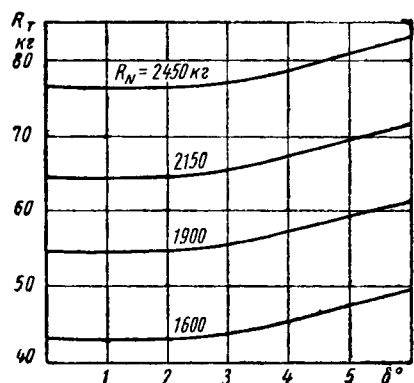


Рис. 4. Зависимость тангенциальной силы от угла увода шины 12.00—20 модели И-178.

зали, что экспериментальные точки хорошо укладываются на кривой, построенной по уравнению:

$$k_{R_T > 0} = k_{R_T = 0} \sqrt{1 - \left(\frac{R_T}{\varphi R_N}\right)^2},$$

$k_{R_T = 0}$ — коэффициент сопротивления уводу при отсутствии воздействия тангенциальных сил;

$k_{R_T > 0}$ — коэффициент сопротивления уводу при воздействии тангенциальных сил;

R_T — тангенциальная сила (ведущая или тормозная), действующая на колеса;

φ — коэффициент сцепления с опорной поверхностью;

R_N — нормальная нагрузка на колесо.

Пользуясь этой формулой, можно перестроить в случае необходимости кривые зависимостей боковой силы от угла увода при воздействии тангенциальных сил.

Все экспериментальные зависимости были в основном сняты при качении испытуемого колеса по беговому барабану со скоростью 20 км/ч.

На рис. 5 приведены результаты испытаний шин размером 12.00—18 на увод при высоких скоростях движения, из которых видно, что и для шин большого размера увод мало зависит от скорости движения в диапазоне скоростей до 100 км/ч.

Были проведены также испытания по неустановившемуся уводу. Техника проведения эксперимента оставалась той же, которая была принята при снятии зависимостей на установившемся режиме. Разница заключалась лишь в том, что измерения проводились при постоянной скорости изменения угла поворота испытуемого колеса вокруг шкворня (что в стендовых условиях равноценно изменению угла увода).

На механизме управления изменением угла увода было установлено устройство, которое давало замыкание контактов при повороте испытуемого колеса на каждые $0,212^\circ$. Таким обра-

зом, электрические импульсы с частотой, пропорциональной скорости поворота колеса вокруг шкворня, посылались на регистрирующую часть осциллографа. Подобное же электроконтактное устройство было установлено на беговом барабане для измерения скорости вращения бегового барабана. Электрический импульс этого устройства посылался через каждые 265 м пути колеса по беговому барабану.

При непрерывном изменении угла увода от нуля до 6 или 10° (в зависимости от размера испытуемой шины) регистрировалась на осциллографе характеристика неустановившегося увода при различных нормальных нагрузках на колесо.

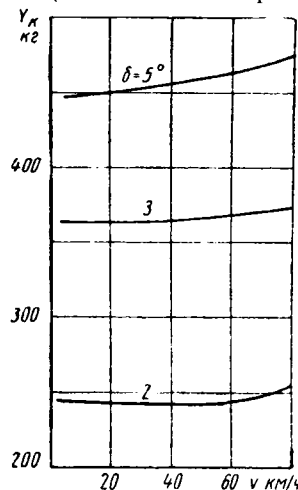
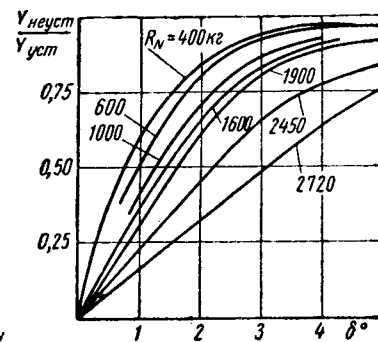


Рис. 5. Зависимость боковой силы от скорости при неустановившемся уводе (шины 12.00—18 модели И-11, $P=3$ атм).



Отношения зависимостей боковой силы от угла увода при неустановившемся процессе увода к тем же зависимостям при установившемся уводе показаны на рис. 6. Все данные по неустановившемуся уводу приведены для условий качения по сухому беговому барабану со скоростью 4 км/ч и скоростью поворота колеса относительно оси шкворня $0,02$ рад/сек при номинальном значении давления воздуха в шине 3 атм.

Приведенные кривые, характеризующие относительное запаздывание силового воздействия при неустановившемся уводе, наглядно показывают, что чем меньше угол увода и чем больше нормальная нагрузка, тем больше величина относительного запаздывания силового воздействия по сравнению с установившимся уводом. Это объясняется следующим. Если угол колеса отсутствует, то при воздействии боковой силы последняя может быть воспринята колесом лишь после того, как завершатся процессы соответствующего перекачивания профиля шины и деформации резины в боковом направлении. Чем больше угол увода, тем больше шина находится в «напряженном» в боковом направлении состоянии, следовательно, процессы бокового перекачивания и деформации профиля в основном уже заканчиваются, поэтому относительная величина запаздывания силового воздействия на шину уменьшается и функция $\frac{Y_{K \text{ неуст}}}{Y_{K \text{ уст}}} = f(\delta)$ возрастает.

Величина относительного запаздывания увеличивается с возрастанием нормальной нагрузки на колесо. Это объясняется следующим образом. При увеличении нормальной нагрузки не колесо возрастает радиальная деформация шины. Шина, деформированная в радиальном направлении, более склонна к перекачиванию в бок. Следовательно, величина пути перекачивания шины в боковом направлении должна увеличиваться, а сила, нужная для боковой деформации, уменьшаться. При этом относительная величина запаздывания силового воздействия шины увеличивается (при том же самом угле увода) и функция $\frac{Y_{K \text{ неуст}}}{Y_{K \text{ уст}}} = f(\delta)$ уменьшается.

Процессы неустановившегося увода с практической точки зрения имеют значение постольку, поскольку вследствие запаздывания силового воздействия создается несоответствие положения рулевого колеса с величиной действующей боковой силы (следовательно, и перемещения управляемых колес по опорной поверхности). Водитель при управлении автомобилем обычно ориентируется не по положению управляемых колес, а

по фактической траектории перемещения автомобиля. Таким образом, когда водитель приостановит дальнейший поворот управляемых колес, в эластичных колесах будет заложена возможность дальнейшего увеличения кривизны поворота без участия водителя. Чем больше величина запаздывания, тем позднее обнаружит водитель, что автомобиль теряет устойчивость движения, тем серьезнее будут последствия более позднего вмешательства водителя.

С возрастанием угла увода относительное запаздывание уменьшается, а с увеличением нормальной нагрузки на колесо для заданного значения угла увода — увеличивается. Такой характер протекания кривых можно объяснить так: любая приложенная к эластичному колесу боковая сила вызывает появление соответствующего этой силе бокового перемещения, которое в общем виде выражается нелинейной зависимостью $Y = k\delta$. Однако следует иметь в виду, что боковое перемещение δ обуславливается как упругими, так и неупругими деформациями шины и опорной поверхности, а также скольжением (хотя бы и частичным) шины по опорной поверхности. В частности, угол увода δ можно было бы разложить на его отдельные составляющие:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_5,$$

где δ_1 — угол увода из-за перекачивания профиля шины в боковом направлении;

δ_2 — угол увода вследствие изгиба и сдвига в боковом направлении протекторных слоев резины;

δ_3 — угол увода из-за скольжения отдельных элементов шины по опорной поверхности;

δ_4 — угол увода в результате упорной деформации грунта в боковом направлении;

δ_5 — угол увода из-за неупругих деформаций грунта и среза грунта в боковом направлении.

При наличии упругого элемента в системе боковое смещение может быть определено по усилию, действующему на упругий

элемент. Выделим из общего бокового увода δ составляющие, зависящие от упругих деформаций, которые определяют величину действующей боковой силы и оказывают влияние на запаздывание процесса возникновения боковой силы от деформации.

Увод колеса из-за скольжения и необратимых (неупругих) деформаций на свойства по запаздыванию боковой силы от угла увода не влияет. Следовательно, по мере возрастания боковой силы в связи с увеличением относительного скольжения по сравнению с упругой деформацией следует ожидать уменьшения и относительного силового запаздывания. При увеличении нормальной нагрузки на колесо в случае неизменного угла увода уменьшается относительное скольжение и увеличивается боковая упругая деформация. Это влечет за собой увеличение относительного силового запаздывания по мере повышения нормальной нагрузки на колесо.

Выводы

1. Увод шин большого размера несущественно зависит от скорости движения.

2. Начальный участок кривых зависимости боковой силы от угла увода имеет слегка выраженную нелинейную характеристику, которая может сыграть существенную роль при определении величины критической скорости движения.

3. При воздействии весьма малых боковых сил в случае прямолинейного движения коэффициент сопротивления уводу мало зависит от величины коэффициента сцепления.

4. При наличии скольжения в задней части контакта шины с опорной поверхностью коэффициент сопротивления боковому уводу существенно зависит от величины коэффициента сцепления.

5. При неустановившемся уводе величина относительного силового запаздывания зависит (в случае постоянной скорости изменения угла увода) от величины угла увода и от нормальной нагрузки на колесо.

Упругая резиновая муфта для трансмиссии многоосного автомобиля

Канд. техн. наук Я. С. АГЕЙКИН, Г. В. АРЖАНУХИН

В СЛУЧАЕ применения резиновых муфт в трансмиссии автомобиля снижаются динамические нагрузки, уменьшается возможность резонансных явлений в рабочем диапазоне числа оборотов, происходит некоторое гашение крутильных колебаний, снижается шум, уменьшается величина циркулирующей мощности в трансмиссии многоприводных автомобилей.

При установке резиновых муфт вместо жестких карданов уменьшается число точек смазки и соответственно снижается объем технического обслуживания.

Упругие резиновые муфты целесообразно использовать не только для легковых автомобилей, где в основном они применяются в настоящее время («Москвич-410», Симка-Аронд, Фиат-600 и др.), но и для грузовых автомобилей, особенно для автомобилей высокой проходимости, работающих в тяжелых дорожных условиях. Для последних необходима малогабаритная муфта, способная передавать большие моменты.

Из известных типов муфт наименьшие габариты можно получить в случае применения муфты типа звездочки.

Муфта (рис. 1) состоит из звездочки 1, обоймы 2 и упругого резинового элемента 3. Момент подводится к фланцу 4 и снимается с вала 5. Между торцом звездочки и фланцем имеется зазор, позволяющий перемещаться зубьям звездочки при перекосе валов. Звездочка и обойма муфты изготовлены из стали 45 твердостью $HV\ 207-241$. Упругий элемент выполнен из резины марки 2959 (ТУ 4803/204-54). Ниже приведены физико-механические показатели резины 2959:

Сопротивление разрыву в $кг/см^2$	Не менее 160
Относительное удлинение при разрыве в %	Не менее 500
Твердость по Шору	55—70
Модуль упругости в $кг/см^2$	27
Модуль сдвига в $кг/см^2$	9
Интервал рабочих температур, °C	—55 ÷ +55

Резина к металлу прикреплена способом горячей вулканизации. Металлические поверхности для крепления резины лагунированы.

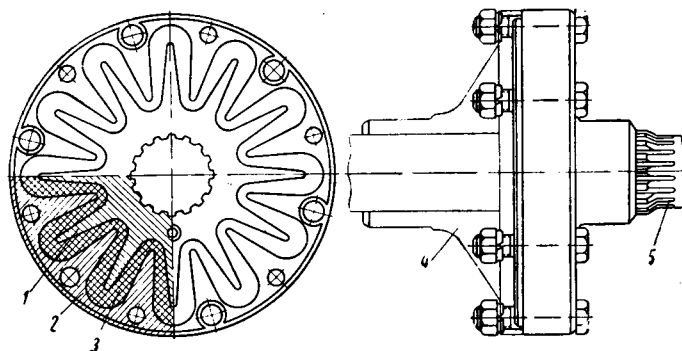


Рис. 1. Упругая резиновая муфта типа звездочки.

Основные расчетные данные муфты приведены ниже.

Расчетный крутящий момент в $кгм$	315
Максимальный угол перекоса валов в град	3
Допустимые напряжения для резины в $кг/см^2$:	
$\sigma_{сж}$	32
$\sigma_{раст}$	8
Максимальная относительная деформация резины в %	30

Допустимые напряжения для стали $\sigma_{изг}$ в $кг/см^2$	2000
Число зубьев звездочки z	12
Высота зуба h в $мм$	32
Ширина зуба b в $мм$	35
Средний радиус зубьев R_{cp} в $мм$	60

Формы зубьев звездочки и обоймы выбраны из условия обеспечения одинаковой относительной деформации резины по всей длине зуба.

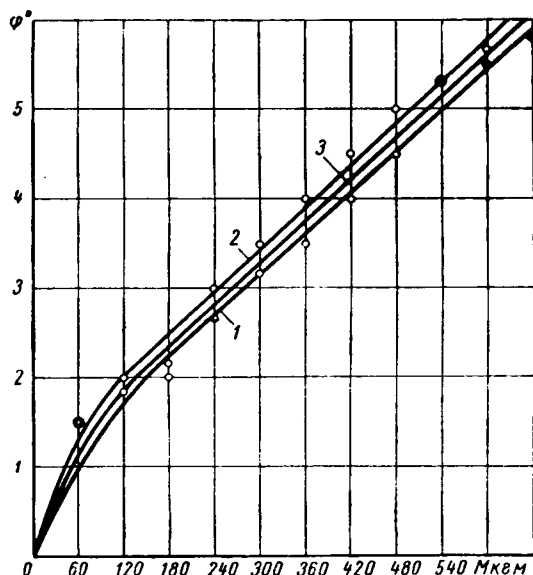


Рис. 2. Характеристика муфты:

1 — образец № 1; 2 — образец № 2; 3 — принятая средняя жесткость муфты.

Муфта имеет сравнительно малые размеры и вес (наружный диаметр 190 мм, длина 162 мм, вес 7,5 кг).

Характеристика муфты, полученная при статическом нагружении, приведена на рис. 2.

Была изготовлена опытная партия описанной муфты и установлена на многоосный автомобиль с общим весом примерно 10 т.

Основные данные, характеризующие условия работы муфт на автомобиле, приведены в таблице.

Передача коробки передач	Прямая передача раздаточной коробки		Понижающая передача раздаточной коробки	
	M_{max} в $кг·м$	n_{max} в $об/мин$	M_{max} в $кг·м$	n_{max} в $об/мин$
I	212	365	370	210
II	112	690	195	396
III	63	1260	110	735
VI	41	1870	88	1075
V	29	2620	62	1510
Задний ход	225	340	392	195

Автомобиль с установленными в трансмиссии муфтами прошел более 18 000 км в тяжелых дорожных условиях. За время испытаний муфты работали достаточно надежно.

После пробега 13 945 км у одной муфты, которая работала при перекосе валов, превышающем расчетный ($\sim 5^\circ$), произошло отслоение резины от металла. Однако, как показали испытания, работоспособность муфты при наличии отслоения резины, сохраняется у второй муфты, работавшей при угле перекоса валов до 3° , никаких дефектов не обнаружено.

При изготовлении муфты вследствие отсутствия опыта у изготовителей не были использованы все возможности для обеспечения максимального срока службы муфт.

Срок службы и надежность муфт типа звездочки могут быть значительно повышены за счет более рациональной подготовки металлической поверхности под вулканизацию, подбора оптимального режима вулканизации, скругления углов зубьев и ряда других мероприятий.

Аналитический метод определения времени и пути торможения автомобиля двигателем

С. С. СЛАВОЛЮБОВ

Чувашский государственный педагогический институт

ТОРМОЖЕНИЕ двигателем осуществляется путем уменьшения подачи топлива при включенном сцеплении и зажигания. При этом используются сопротивления, возникающие в двигателе при трении поршней о стенки цилиндров, трения коленчатого вала двигателя в подшипниках, а также потери в двигателе, связанные с принудительным проталкиванием газов через впускные и выпускные каналы.

Дифференциальное уравнение замедления автомобиля при торможении двигателем без скольжения колес будет иметь вид:

$$j_a = -\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_a} (P_\partial + P_f + P_a + P_w), \quad (1)$$

где dv — дифференциал скорости;

dt — дифференциал времени;

g — ускорение силы тяжести;

δ — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс автомобиля;

G_a — вес автомобиля;

P_∂ — тормозная сила, создаваемая двигателем;

P_f — сила сопротивления качению колес;

P_a — сила сопротивления подъему;

P_w — сила сопротивления воздуха движению автомобиля.

Тормозная сила определяется по формуле [1]

$$P_\partial = \frac{M_m i_0 i_k}{r_k \eta_m},$$

где M_m — тормозной момент двигателя;

i_0 — передаточное число главной передачи;

i_k — передаточное число коробки передач;

r_k — радиус колес;

η_m — к.п.д. трансмиссии.

Эта формула может быть заменена уравнением вида

$$P_\partial = bv - av^2$$

при изменении скорости от 30 до 5 м/сек.

Коэффициент учета вращающихся масс автомобиля вычисляется по формуле [2]

$$\delta = 1 + \frac{J_m g}{G_a} \cdot \frac{i_0^2 i_k^2 \eta_m \eta_{k.s}}{r_k^2} + \frac{g}{G_a} \left(\frac{J_{k_2} \eta_{k.s}}{r_k^2} + \frac{J_{k_1}}{r_k^2} \right),$$

где J_m — момент инерции вращающихся деталей двигателя, сцепления;

J_{k_2} — момент инерции ведущих колес;

J_{k_1} — момент инерции ведомых колес;

$\eta_{k.s}$ — к.п.д. ведущего колеса.

В дифференциальное уравнение (1) подставим значения P_∂ , P_f , P_a , P_w с учетом передаточного числа силовой передачи i :

$$j_a = -\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_a} \times \times [(-av^2\beta + bv\beta)^2 + G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha + kFv^2], \quad (2)$$

f — коэффициент сопротивления качению;
 α — угол подъема дороги;
 k — коэффициент сопротивления воздуха;
 F — лобовая площадь автомобиля;
 $f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha$ — коэффициент общего дорожного сопротивления.

Обозначим в уравнении (2):

$$\begin{aligned} c' &= G_a f \cos \alpha + G_a \sin \alpha = G_a \psi; \\ b' &= b i^2; \\ a' &= kF - a i^3, \end{aligned}$$

да получим

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G_a} (a'v^2 + b'v + c'). \quad (3)$$

Уравнение $a'v^2 + b'v + c' = 0$ имеет корни v_1 и v_2 , поэтому выражение (3) можно записать в таком виде:

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{ga'}{\delta} (v - v_1)(v - v_2). \quad (4)$$

Производим интегрирование в следующих пределах: для времени торможения от $t=T_1$ до $t=T_2$ для скорости от $v=v_n$ до $v=v_0$. Находим

$$\int_{T_1}^{T_2} dt = -\frac{\delta G_a}{ga'} \int_{v_n}^{v_0} \frac{dv}{(v - v_1)(v - v_2)}.$$

Окончательно

$$T = -\frac{\delta G_a}{ga'} \frac{1}{v_1 - v_2} \ln \frac{(v_0 - v_1)(v_n - v_2)}{(v_0 - v_2)(v_n - v_1)}. \quad (5)$$

Полный путь определяем, исходя из того, что

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dS} \cdot \frac{dS}{dt} = v \cdot \frac{dv}{dS}.$$

Уравнение (4) можно написать в следующем виде:

$$-v \cdot \frac{dv}{dS} = \frac{ga'}{\delta G_a} (v - v_1)(v - v_2).$$

Произведем интегрирование при изменении скорости автомобиля от v_n до v_0 и изменении пути от $S=S_1$ до $S=S_2$:

$$\int_{S_1}^{S_2} dS = -\frac{\delta G_a}{ga'} \int_{v_n}^{v_0} \frac{v dv}{(v - v_1)(v - v_2)}.$$

Окончательно получим

$$S = -\frac{\delta G_a}{ga'} \frac{1}{v_1 - v_2} \left(v_1 \ln \frac{v_0 - v_1}{v_n - v_1} - v_2 \ln \frac{v_0 - v_2}{v_n - v_2} \right). \quad (6)$$

Расчетные (числитель) и экспериментальные (знаменатель) данные значений времени и пути торможения двигателем приведены в таблице. Предлагаемый аналитический метод определения времени и пути торможения автомобиля двигателем может оказаться полезным при построении расчетным путем замкнутых циклов движения автомобиля, а также в ряде других случаев.

Передача автомобиля ГАЗ-51	Время в сек	Путь в м
Первая	2,21 2,3	4,02 4
Вторая	6,12 6,2	22 23
Третья	14,38 14,5	103,5 105
Четвертая	29 29,1	158,5 160

ЛИТЕРАТУРА

1. Шалагин В. Н. «Автомобильная промышленность», 1959, № 4.
2. Куликов Н. К. «Автомобильная промышленность», 1958, № 9.

О требованиях к тормозным свойствам автомобиля

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук Ю. Б. БЕЛЕНЬКИЙ
 Белорусский политехнический институт

СТАТЬЕ Н. А. Бухарина¹ затрагивается один из важных вопросов требования к тормозным системам автомобиля — положения, с которыми нельзя не согласиться в том, однако можно сделать небольшие дополнения, уточняющие вопрос.

Прежде всего необходимо отказаться от применения понятия «среднего замедления» и от использования связанной с ним формулы для тормозного пути

$$S = \frac{v_0^2}{2j_c}, \quad (1)$$

S — тормозной путь;
 v_0 — начальная скорость автомобиля;
 j_c — среднее замедление.

Величина «среднее замедление» является слишком условной, чтобы можно было ею практически пользоваться, а формула (1) является правильной только при условии правильного подбора величины «среднего замедления». Рекомендуется при всех расчетах, связанных с определением тормозного пути, пользоваться формулами:

$$S = v_0 \frac{t_1}{2} + \frac{v_0^2}{2j_{\max}} - \frac{j_{\max}}{24} t_1^2 + v_0 t_0 \quad (2)$$

$$S = v_0 t_0 + \sqrt{\frac{8v_0^3 t_1}{9j_{\max}}}, \quad (3)$$

где t_1 — время полного срабатывания тормозов (до достижения максимального замедления от момента соприкосновения колодок и барабана);

j_{\max} — максимальное замедление;

t_0 — время от момента начала движения педали до момента соприкосновения колодок и барабана.

Выражение (2) действительно для случая, когда остановка произошла после того, как замедление достигло максимального значения, а выражение (3) действительно для случаев, когда остановка произошла до того, как замедление достигло максимальной величины.

Условием, определяющим применимость формулы (2) или (3), является выражение

$$v_0 \leq 0,5 j_{\max} t_1. \quad (4)$$

Для всех случаев, когда соблюдается равенство (4), действительны обе формулы. В случае, если величина v_0 больше правой части равенства (4), надо применять для вычисления тормозного пути выражение (2), а в противном случае выражение (3).

Эти формулы выведены исходя из предположения нарастания давления по закону прямой.

Для оценки результатов, полученных описанным способом, необходимо сравнить их с результатами вычислений по экспоненциальному закону (рис. 1). На этом же рисунке дается поле допусков для тормозного пути.

Как показали результаты практических измерений, действительные тормозные пути лежат между обеими кривыми и го-

¹ Бухарин Н. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 4.

раздо ближе к кривой, построенной в предположении нарастания давления по закону прямой.

Одновременно замечаем, что коэффициент k^* связан с временем полного срабатывания t_1 отношением $kt_1 \approx 1$.

Кроме того, нужно сделать замечания по поводу первой производной замедления по времени $\frac{dj}{dt}$.

Третья производная пути по времени (или первая производная замедления по времени), примененная к торможению, должна иметь следующее значение. При нарастании давления (а следовательно, и замедления) в тормозной системе по закону прямой эта производная равна отношению $\frac{dj}{dt} = \frac{j_{\max}}{t_1}$.

При этом тормозную систему, естественно, надо считать тем

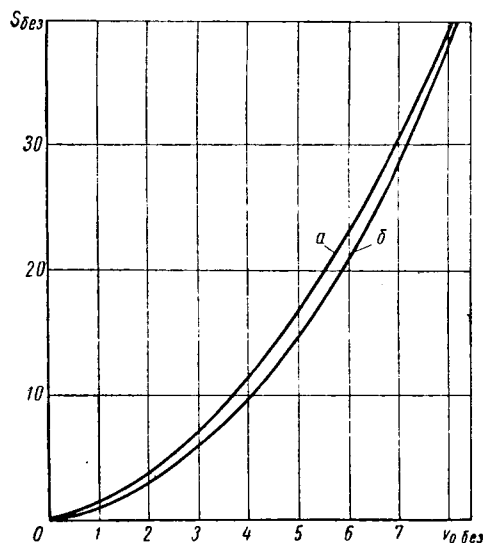


Рис. 1. Зависимость между безразмерным тормозным путем $S_{\text{без}}$ и безразмерной начальной скоростью $\omega_{\text{без}}$:

а — по экспоненциальному закону (наименее выгодное предположение); б — для нарастания давления по закону прямой (наиболее выгодное предположение).

совершеннее, чем больше величина j_{\max} , и чем меньше время t_1 .

У легковых автомобилей, имеющих гидротормоза, следующие данные: $j_{\max} = 7 \div 8 \div 9 \text{ м/сек}^2$; $t_1 = 0,25 \div 0,40 \text{ сек}$. Таким образом,

$$\frac{dj}{dt} = \frac{j_{\max}}{t_1} = \frac{9}{0,25} \div \frac{7}{0,4} = 36 \div 17 \text{ м/сек}^3.$$

Для грузовых автомобилей новых типов, снабженных пневматическими тормозами, $j_{\max} = 6,5 \div 7,5 \text{ м/сек}^2$; $t_1 = 0,6 \div 0,75 \text{ сек}$.

Таким образом,

$$\frac{dj}{dt} = \frac{j_{\max}}{t_1} \approx 11 \div 10 \text{ м/сек}^3.$$

Приведенные величины являются показателями эффективности тормозов, но ни в коем случае не показателями «комфортности» торможения.

Для получения «комфортности» торможения необходимы низкие значения $\frac{dj}{dt}$, как справедливо приводит Н. А. Бухарин, порядка $1 \div 3 \div 5 \text{ м/сек}^3$.

Итак, автомобиль должен иметь высокие значения показателя для эффективного аварийного торможения и возможность торможения с низкими значениями этого показателя, что, вероятно, сведется к требованию хорошего следящего действия органов управления, как по усилию, так и по положению.

Тормозной момент изменяется в зависимости от коэффициента трения накладок по барабану по кривой, имеющей для всех систем характер, изображенный на рис. 2.

В большинстве случаев при определенном значении коэффициента трения μ тормозной момент начинает стремиться к бесконечности независимо от величины силы, разжимающей колодки.

Величина частной производной от тормозного момента по коэффициенту трения как независимой переменной является показателем для суждения о чувствительности системы к колебаниям коэффициента трения.

Еще более удобным оказалось отношение

$$F = \frac{\partial M_T}{\partial \mu} \cdot \frac{\mu}{M_T}.$$

Это отношение показывает, какое процентное изменение тормозного момента соответствует определенному процентному изменению коэффициента трения.

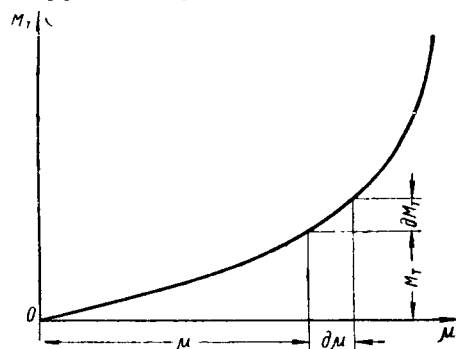


Рис. 2. Зависимость максимального тормозного момента M_T от коэффициента трения μ .

Коэффициент F , определенный таким образом, является показателем способности автомобиля сохранять прямолинейное движение и при изменениях коэффициента трения.

Предварительные наблюдения позволяют предполагать, что водитель легко выравняет разницу в тормозных моментах, лежащих для грузовых автомобилей в пределах до 20—30%.

Зная разницу в коэффициенте трения для сухой и мокрой накладки и производственный допуск, можно выбрать параметры тормозных механизмов так, чтобы величина F для данных значений μ и $\Delta\mu$ не превышала 0,2—0,3.

Этот показатель имеет важное значение, и его внедрение в расчетную практику обеспечит улучшение тормозных систем. Заслуживает внимания еще энергетический показатель. При торможении деформируются тормозной барабан, колодки, шланги, трубопроводы и т. д. Чтобы произвести эту деформацию, нужно затратить определенную работу. С другой стороны, результатом затраченной работы является тормозной момент.

$$J = \frac{M_T}{\int_{p_0}^p \Sigma f l d p} = \frac{M_T}{\int_{p_0}^p V d p},$$

где f — площади поршней;

l — ходы поршней при торможении;

V — объем жидкости, подведенный в систему для торможения после того, как колодки войдут в соприкосновение с барабаном;

p — давление в системе.

Отношение тормозного момента к работе, затраченной на деформацию, является энергетическим показателем.

Так как в большинстве случаев

$$M_T = A p,$$

где A — постоянный коэффициент; $V = B \cdot P$ (B — постоянный коэффициент), то для этих случаев:

$$J = \frac{2 A p}{B p^2} = \frac{2 A}{B p}.$$

Отсюда видно, что безразмерный показатель J , умноженный на давление, должен быть величиной постоянной для данной системы (для идеального случая).

* Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей, Машгиз, 1950.

О методе испытаний на стенде глушителей шума впуска и выпуска автомобильных двигателей

Г. Г. ТЕРЗИБАШЬЯН, В. А. ВАСЮКОВ, М. С. ПЕСОЦКАЯ

НАМИ

СИСТЕМЫ впуска и выпуска двигателя являются основными источниками шума в автомобиле. Создание конструкции эффективных глушителей шума впуска и выпуска сопряжено с некоторыми трудностями ввиду сложности акустического расчета и отсутствия надежных инженерных методов решения этой задачи. Расчет глушителей не всегда приводит к положительным результатам, поэтому при подборе глушителей прибегают обычно к весьма трудоемким экспериментальным работам с проведением испытаний большого числа опытных образцов. Помимо этого, при испытаниях глушителей

на работающем двигателе (как на стенде, так и на автомобиле) возникают помехи — шум от других источников. В связи с этим большую актуальность приобрели вопросы создания установок для безмоторных испытаний глушителей.

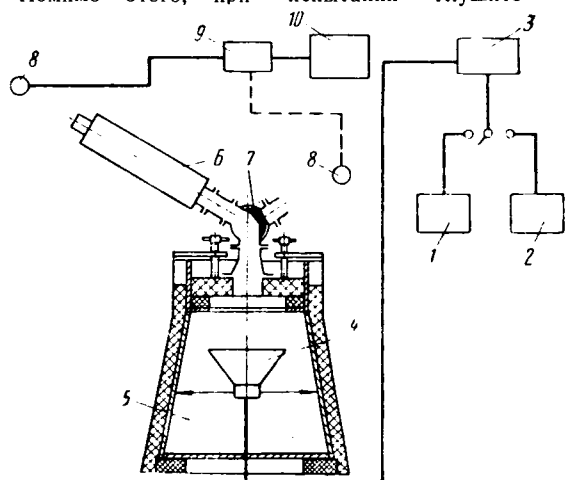


Рис. 1. Схема установки для испытания глушителей шума:

1 — звуковой генератор; 2 — магнитофон; 3 — усилитель; 4 — громкоговоритель; 5 — звукоизоляционная камера; 6 — испытываемый глушитель; 7 — двухходовой кран-переключатель; 8 — микрофон; 9 — шумомер; 10 — частотный анализатор.

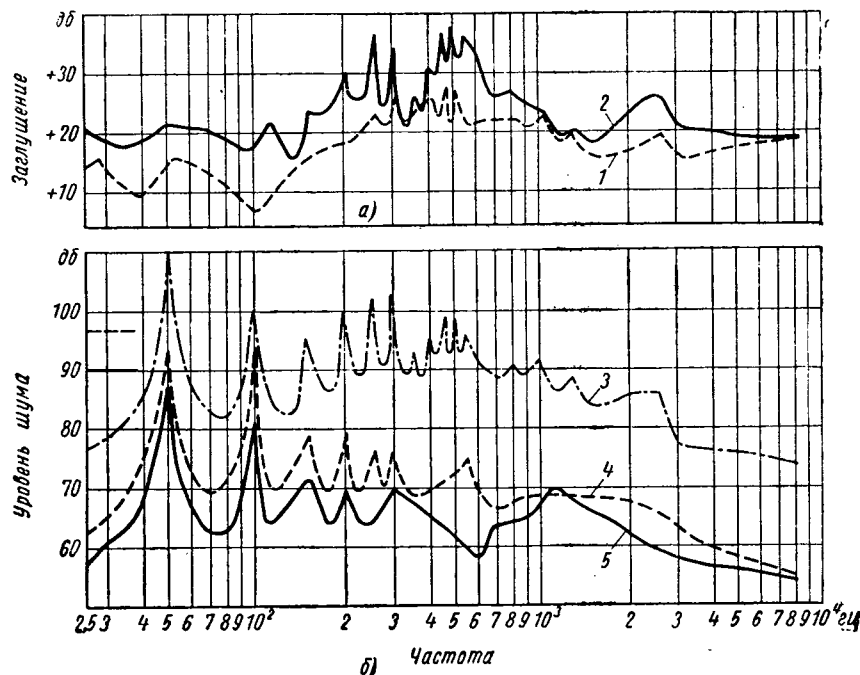


Рис. 3. Частотные характеристики заглушения опытных глушителей шума, полученные с помощью акустической установки (а), и спектры шума выпуска двигателя ЯМЗ-236 без глушителя и с опытными глушителями (б):

1 — глушитель шума № 1; 2 — глушитель шума № 2; 3 — без глушителя; 4 — двигатель с глушителем № 1; 5 — двигатель с глушителем № 2.

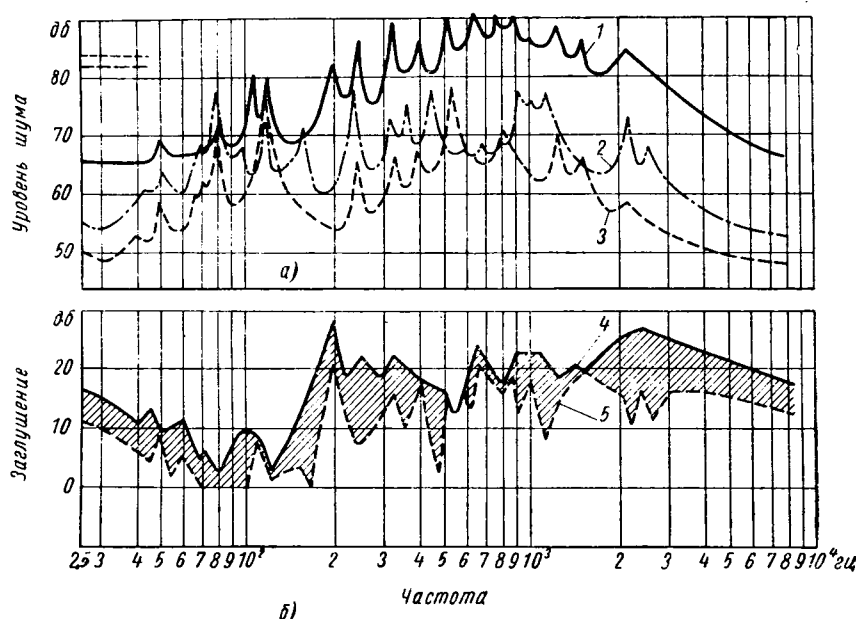


Рис. 2. Спектры воспроизведенного шума впуска двигателя, записанного на магнитофонную ленту (а), и частотные характеристики заглушения воздухоочистителя ЯМЗ-236 (б):

1 — без воздухоочистителя; 2 — с воздухоочистителем, но без глушителя шума; 3 — с воздухоочистителем и глушителем шума; 4 — с глушителем; 5 — без глушителя.

которые позволили бы упростить экспериментальные работы при разработке новых конструкций глушителей. С этой целью в НАМИ была изготовлена опытная безмоторная электроакустическая установка. Как показал опыт, при помощи этой акустической установки значительно ускоряется процесс проведения испытаний глушителей. С помощью такой установки возможно производить сравнительную оценку глушителей, исследовать отдельные их элементы, при этом уменьшаются затраты, связанные с испытаниями глушителей на стенде с работающим двигателем. Оценка глушителей по результатам сравнительных испытаний на стенде с двигателем и на безмоторной установке является во всех случаях идентичной.

Безмоторная электроакустическая установка предназначена для испытаний глушителей шума впуска и выпуска двигателей. Схема установки приведена на рис. 1. Установка состоит из звукоизолированной камеры и комплекта звукозаписывающей и шумоизмерительной аппаратуры.

Звукоизолированная камера выполнена в виде усеченной пирамиды с размерами 1140 × 1140 × 890 мм в основании и 890 × 890 мм в верхней ее части. Высота камеры равна 1280 мм. Камера изготовлена из углеродистой листовой стали толщиной 25 мм. В верхней части камеры на фланце при помощи винтовых зажимов и резинового уплотнения закреплена

крышка, изготовленная из листового текстолита толщиной 50 мм.

На наружной стороне крышки установлен чугунный конусный переходник с прикрепленным к нему двухходовым краном-переключателем, который позволяет соединять источник звука или с глушителем, или с открытой выходной трубой.

Камера с четырех сторон окружена кожухом. Пространство между кожухом и корпусом камеры заполнено песком. Между камерой и полом установлена резиновая прокладка.

В комплект звукозаписывающей и шумоизмерительной аппаратуры входят: магнитофон МАГ-8М, звуковой генератор типа ЗГ-10, усилитель типа 90-У-2 и громкоговоритель 25-А-13, состоящий из двух головок 4А-18, установленных в звукоизолированной камере, а также микрофон, шумомер и анализатор.

Частотные характеристики заглушения строятся по разности звукового давления, измеренного у открытого конца выходной трубы и у выпускной трубы глушителя на расстоянии 0,25 м.

На описанной установке проводились испытания глушителей шума впуска и выпуска некоторых автомобильных двигателей. На рис. 2 приведены результаты испытаний двух опытных воздухоочистителей четырехтактного двигателя ЯМЗ-236, из которых один имел глушитель шума впуска, а другой не имел глушителя. Из графика видно, что воздухоочиститель с глушителем шума имеет существенные преимущества перед воздухоочистителем без глушителя.

На рис. 3, а приведены частотные характеристики заглушения двух опытных глушителей шума выпуска этого же двигателя. Видно, что глушитель шума выпуска № 2 является более эффективным по сравнению с глушителем № 1. Такая же оценка глушителям дана и по результатам их испытаний на стенде с работающим двигателем (рис. 3, б).

Следует, однако, отметить, что частотные характеристики заглушения, полученные при испытаниях глушителей шума на безмоторной акустической установке и на стенде с двигателем, не совпадают полностью, что объясняется в основном отсутствием потока отработавших газов в безмоторной установке.

Определение усилий в заклепках при кручении рам грузовых автомобилей

М. Н. ЗАКС

Мытищинский машиностроительный завод

ВЕРТИКАЛЬНЫЕ динамические нагрузки, которые в основном действуют на рамы грузовых автомобилей, делятся на симметричные и кососимметричные. Симметричные нагрузки вызывают изгиб рамы, при котором работают главным образом лонжероны, кососимметричные — кручение рамы, при котором работают и лонжероны, и поперечины. При этом на поперечину в общем случае действуют четыре компонента внутренних сил: поперечная сила Q , крутящий момент $M_{кр}$, изгибающий момент в вертикальной плоскости $M_{из}$ и бимомент B . Эти усилия передаются на лонжерон через заклепочные соединения.

Считая все компоненты внутренних сил поперечины известными, определим силы, действующие на заклепки, и выявим

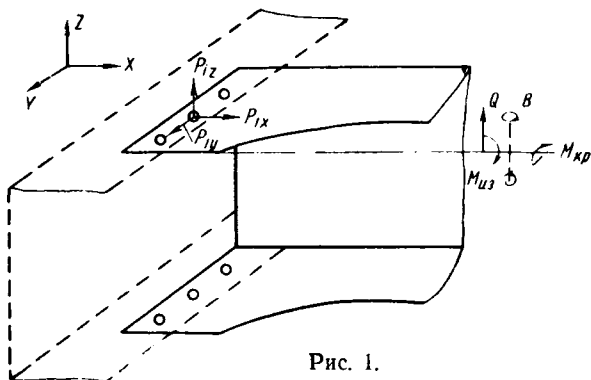


Рис. 1.

число и желательное расположение заклепок при конструировании узла рамы. Рассмотрим самую распространенную схему крепления поперечины — к полкам лонжерона (рис. 1). Обозначим силы, действующие на заклепки, через P_{ix} , P_{iy} и P_{iz} и приравняем их внутренним силам поперечины:

$$\Sigma P_{iz} = Q; \quad (1)$$

$$\Sigma P_{ix} = 0; \quad (2)$$

$$\Sigma P_{iy} = 0; \quad (3)$$

$$\Sigma P_{iy} r_i - \Sigma P_{iz} c_i = -M_{кр}; \quad (4)$$

$$\Sigma P_{ix} r_i = M_{из}; \quad (5)$$

$$\Sigma P_{ix} \omega_i = B. \quad (6)$$

В этих уравнениях через r_i и c_i обозначено расстояние заклепки до центра изгиба профиля поперечины по осям z и y (рис. 2). За расчетную высоту профиля поперечины h в плоскости расположения заклепок примем просвет между полками лонжерона.

Так как полки поперечины и лонжерона имеют значительно большую жесткость в своей плоскости, чем вне ее, то будем считать, что $M_{кр}$ воспринимается только силами P_{iy} . Иначе говоря, второй член в уравнении (4) будет равен нулю:

$$\Sigma P_{iz} c_i = 0. \quad (4')$$

Также примем, как это обычно принимается в металлических конструкциях [1] при расчете заклепочного соединения на срез, что усилие P_{iy} между всеми заклепками одной полки распределяется равномерно. На основании принятых допущений из уравнений (3) и (4') легко получить значение

$$P_{iy} = \frac{M_{кр}}{n h}, \quad (7)$$

где n — число заклепок на одной полке.

Для упрощения схемы расчета при определении силы P_{iz} будем считать, что сила Q распределяется между полками пропорционально числу заклепок на полке, а по ширине полки — по линейному закону (рис. 3, а). За основные неизвестные примем усилие в крайней заклепке P_{iz} и $\tan \alpha_q$ (угла наклона эпюры распределения усилий по ширине полки). Тогда

$$P_{iz} = P_{iz} + \tan \alpha_q (c_i - c_l). \quad (8)$$

Подставим выражение P_{iz} в уравнения (1) и (4') и после небольших преобразований получим

$$(P_{iz} + \tan \alpha_q c_l) n - \tan \alpha_q \cdot \Sigma c_l = Q n; \quad (9)$$

$$(P_{iz} + \tan \alpha_q \cdot c_l) \Sigma c_l - \tan \alpha_q \Sigma c_l^2 = 0, \quad (10)$$

где $Q_n = Q \frac{n}{\Sigma n}$ (Σn — число заклепок на обеих полках).

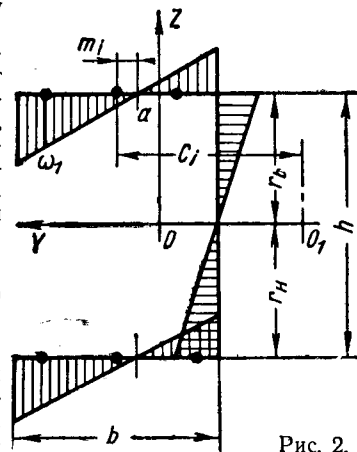


Рис. 2.

На основании принятого закона распределения силы Q уравнение (4') сохраняет свою силу для каждой полки в отдельности. Из уравнений (9) и (10) находим

$$P_{iz} = Q_n \frac{\sum c_i^2 - c_1 \sum c_i}{n \sum c_i^2 - (\sum c_i)^2},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_q = Q_n \frac{\sum c_i}{n \sum c_i^2 - (\sum c_i)^2}. \quad (11)$$

Определение P_{iz} несколько условное. В действительности заклепка работает только на отрыв. Там, где по расчету сила P_{iz} сжимает заклепку, это усилие непосредственно передается с поперечины на лонжерон.

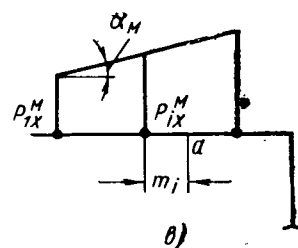
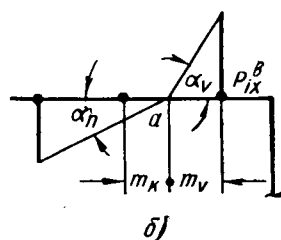
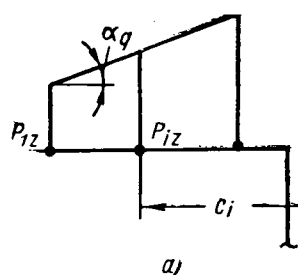


Рис. 3.

Сила P_{ix} возникает от действия бимоента и момента M_{uz}^B . Для простоты вывода формулы P_{ix} рассмотрим действие этих силовых факторов отдельно. При этом уравнение (2) сохраняет свою силу для каждого случая в отдельности.

Бимомент B можно представить как два равных по величине крутящих момента, действующих в плоскости полки. Величина каждого крутящего момента равна $\frac{B}{h}$. Центр поворота полки при стесненном кручении рамы автомобиля лежит на нулевой секториальной линии поперечины, поэтому примем, что силы P_{ix}^B пропорциональны расстоянию от точки a , где $\omega=0$ (рис. 2).

Схема распределения сил P_{ix}^B по ширине полки приведена на рис. 3, б. Тангенсы углов наклона эпюры сил P_{ix}^B слева и справа от точки a обозначены соответственно через $\operatorname{tg} \alpha_k$ и $\operatorname{tg} \alpha_v$. В общем случае они различны по величине. Число заклепок слева от точки a обозначим через k , справа — через v .

Расстояние этих заклепок до точки a соответственно обозначим через m_k и m_v (в расчете учитывается их абсолютная величина).

Отсюда, согласно принятому правилу знаков,

$$P_{ix}^B = m_v \operatorname{tg} \alpha_v$$

или

$$P_{ix}^B = -m_k \operatorname{tg} \alpha_k. \quad (12)$$

Проектируя силы P_{ix}^B на ось X и беря момент относительно точки a , получим

$$\operatorname{tg} \alpha_v \sum m_v - \operatorname{tg} \alpha_k \sum m_k = 0,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_v \sum m_v^2 + \operatorname{tg} \alpha_k \sum m_k^2 = \frac{B}{h}.$$

Решая эту систему уравнений, находим

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_v &= \frac{B \sum m_k}{h \left(\sum m_k \sum m_v^2 + \sum m_v \sum m_k^2 \right)}; \\ \operatorname{tg} \alpha_k &= \frac{B \sum m_v}{h \left(\sum m_k \sum m_v^2 + \sum m_v \sum m_k^2 \right)}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

При определении P_{ix}^M от M_{uz}^B будем предполагать, что нулевые секториальные точки (точки a) верхней и нижней полок поперечины лежат в одной вертикальной плоскости, и в этой же плоскости находится M_{uz}^B (секториальные напряжения от сил P_{ix}^M должны отсутствовать). Из уравнений (2) и (5) найдем равнодействующую сил, действующих в плоскости одной полки:

$$\sum P_{ix}^M = \frac{M_{uz}^B}{h}. \quad (14)$$

Учитывая, что равнодействующая проходит через точку a , напишем второе уравнение:

$$\sum P_{ix}^M m_i = 0, \quad (15)$$

где m_i — расстояние от точки a до заклепки (с учетом знака). Приняв линейный закон распределения сил P_{ix}^M по ширине полки (рис. 3, в), т. е.

$$P_{ix}^M = P_{ix}^M + \operatorname{tg} \alpha_M \cdot (m_1 - m_i), \quad (16)$$

из уравнений (14) и (15), аналогично расчету заклепок от поперечной силы Q , получим

$$P_{ix}^M = \frac{M_{uz}^B \left(\sum m_i^2 - m_1 \sum m_i \right)}{h \left[n \sum m_i^2 - \left(\sum m_i \right)^2 \right]},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_M = \frac{M_{uz}^B \sum m_i}{h \left[n \sum m_i^2 - \left(\sum m_i \right)^2 \right]}.$$

Суммарное усилие

$$P_{ix} = P_{ix}^B + P_{ix}^M.$$

В существующих конструкциях рам автомобилей перерезывающая сила поперечин Q невелика и на прочность заклепок оказывает малое влияние. Решающим фактором для прочности заклепок является срезающее усилие

$$P_{зак} = \sqrt{P_{ix}^2 + P_{iy}^2}.$$

Это усилие частично изгибает заклепку, одновременно вызывая местный изгиб полки лонжерона и поперечин (рис. 4). Этот местный изгиб искажает картину напряженного состояния в районе заклепок по сравнению с расчетом рамы на кручение: напряжения в верхних и нижних волокнах полки могут значительно отличаться друг от друга по величине.

При расчете на срез небольшой изгиб заклепок учитывается уменьшением допускаемых напряжений на 10% (1), (2). Как известно, на прочность поперечин открытого профиля основное влияние оказывают секториальные напряжения, а на прочность поперечин закрытого профиля — касательные напряжения от $M_{кр}$. Аналогичная картина получается и при работе заклепочного соединения. Например, силы, действующие на крайнюю заклепку третьей поперечины рамы ЗИЛ-150 при перекосе рамы на 1° , равны: $P_x^B = 95$ кг, $P_y = 7,5$ кг и $P_x^M = 8$ кг. Силы же, действующие при таком же перекосе

рамы ГАЗ-51 на заклепку четвертой поперечины (закрытый профиль), равны [3]:

$$P_x^g = 0; P_y = 30 \text{ кг} \text{ и } P_x^M = 2 \text{ кг}.$$

Таким образом, основным усилием для заклепок поперечин открытого профиля является P_x^g , а для заклепок поперечин закрытого профиля — P_y .

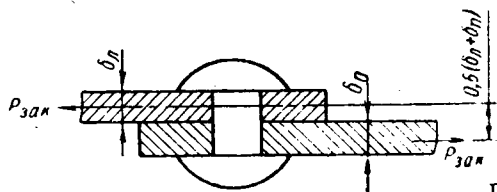


Рис. 4.

Зная максимальное значение B или $M_{кр}$ поперечины, по формулам (12), (13) или (7) можно легко найти максимальное усилие в заклепке.

Если B_{\max} ($M_{кр\max}$) неизвестны, то ориентировочно можно произвести расчет заклепочного соединения по предельному напряженному состоянию поперечин. Задав коэффициент запаса по пределу текучести, равным 1,5 (обоснование выбора коэффициента запаса дано в работе [3]), определим по известным формулам предельные величины B или $M_{кр}$:

$$B_{пр} = \frac{\sigma_T}{1,5} \cdot \frac{J \omega}{\omega_{\max}} \quad M_{кр.пр} = \frac{\tau_T}{1,5} \cdot W_{кр}, \quad (18)$$

которые и подставим в формулы (12), (13) или (7).

Допускаемые напряжения для заклепки выбираются согласно нормам расчета заклепочного соединения (2). Откуда в нашем случае $[\tau]_d = 800 \div 900 \text{ кг/см}^2$.

По приведенным формулам были подсчитаны напряжения в заклепках третьей поперечины рамы ЗИЛ-150 по максимальному бимоменту поперечины и в заклепках четвертой поперечины рамы ГАЗ-51 по предельному состоянию поперечины (величина бимомента взята из работы [3]). В третьей поперечине $\tau_{\max} = 920 \text{ кг/см}^2$, в четвертой поперечине $\tau_{пр} = 700 \text{ кг/см}^2$.

Расположение заклепок по ширине полки зависит от типа поперечины. Если при поперечине закрытого профиля все заклепки нагружены примерно одинаково, то при поперечине открытого профиля наиболее нагружены крайние заклепки. В этом случае желательно симметричное расположение заклепок относительно нулевой секториальной линии и неравномерное распределение заклепок по ширине полки, т. е. уменьшение шага t между заклепками к краям полки за счет некоторого его увеличения в средней части полки (по нормам для металлических конструкций $t_{\min} = 3d$, $t_{\max} = 8d$).

ЛИТЕРАТУРА

1. Металлические конструкции под ред. проф. Стрелецкого Н. С. 1961. Госстройиздат.
2. Поляков В. С., Кудрявцев В. Н. и др. Детали машин, 1954 г. Машгиз.
3. Гельфгат Д. Б., Ошноков В. А. Рамы грузовых автомобилей, Машгиз, 1959.

Особенности работы силовых передач при общем и раздельном электроприводе

Канд. техн. наук А. И. ЯКОВЛЕВ,

канд. техн. наук И. С. СВИРИДЕНКО, А. Б. КОЗЛОВСКИЙ

НАМИ, Академия коммунального хозяйства

В НАСТОЯЩЕЕ время электропривод получает все большее распространение на различных автомобилях большой грузоподъемности.

Электропривод позволяет увеличить число ведущих колес без введения сложных трансмиссий, в результате чего может быть повышена грузоподъемность и проходимость автомобилей.

Различные силовые передачи с электроприводом делятся на две основные группы: передачи с общим электроприводом и передачи с раздельным электроприводом.

При общем электроприводе вращающий момент на колеса ведущего моста передается через общий дифференциал, а при раздельном электроприводе — на каждое ведущее колесо от отдельного электродвигателя.

Установка на автомобиле большой грузоподъемности одного мощного электродвигателя на ведущий мост приводит к усложнению силовой передачи, а значительные его габариты вызывают затруднения в размещении на автомобиле.

Поэтому на автомобилях большой грузоподъемности применяются во многих случаях два тяговых двигателя на каждый ведущий мост без механического дифференциала.

На работу силовых передач автомобилей с электроприводом практически не влияет источник питания двигателей: контактная сеть, аккумуляторная батарея или дизель-генераторная установка.

Были исследованы силовые передачи сочлененного троллейбуса ТС-1. Вес троллейбуса составляет 16 т. Он рассчитан на 200 пассажиров, т. е. на грузоподъемность около 14 т. Троллейбус имеет один ведущий мост и два тяговых электродвигателя. При общем электроприводе установлены два двигателя с суммарной часовой мощностью 135 кВт; при раздельном приводе суммарная мощность двигателей равна 156 кВт. Системой управления предусматривается переход с последователь-

ного на параллельное соединение двигателей в режиме разгона.

Схема силовой передачи при общем электроприводе приведена на рис. 1. Вращающий момент от тягового двигателя 1

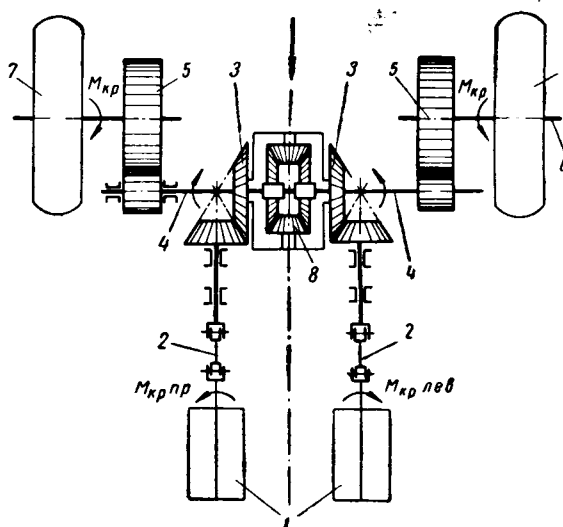


Рис. 1. Схема силовой передачи при общем электроприводе.

передается через карданный вал 2, центральный редуктор 3 с передаточным числом 3,18, промежуточный вал 4, бортовой

редуктор 5 с передаточным числом 3,08 и через полуось 6 на ведущее колесо 7. Аналогично осуществляется передача вращающего момента и от второго двигателя. Особенностью силовой передачи при общем электроприводе является наличие двух карданных валов, работающих параллельно и связанных между собой через центральный редуктор при помощи шестерчатого дифференциала 8. Оба вращающих момента суммируются на коробке дифференциала.

Схема силовой передачи при раздельном электроприводе приведена на рис. 2. Передача не имеет механического дифференциала. Вращающий момент от тягового двигателя 1 через

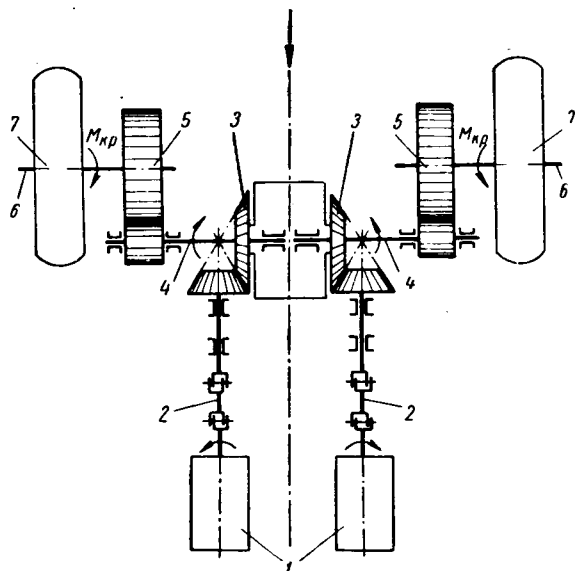


Рис. 2. Схема силовой передачи при раздельном электроприводе.

карданный вал 2, центральный редуктор 3, промежуточный вал 4, бортовой редуктор 5 и полуось 6 передается на ведущее колесо 7. Особенностью передачи этого типа является наличие двух карданных валов, которые передают вращающие моменты независимо друг от друга.

Целью исследования условий работы тяговых передач обоих типов было выявление наиболее работоспособной схемы передачи, имеющей относительно более легкие условия нагружения. Все сделанные выводы и рекомендации справедливы для любого автомобиля с электроприводом, имеющим аналогичную схему силовой передачи.

Работа тяговых передач исследовалась путем измерения вращающих моментов карданных валов и полуосей и определения характера изменения моментов. Измерения выполнялись с помощью тензодатчиков.

Одним из важнейших факторов, влияющих на работу силовой передачи, является характер ее нагружения. Проведенные исследования показали, что в отношении характера нагружения условия работы силовой передачи при общем электроприводе значительно тяжелее, чем при раздельном электроприводе.

Кривые вращающего момента карданных валов при общем электроприводе, помимо основной составляющей, обусловленной передачей вращающего момента от электродвигателя к центральному редуктору, содержат переменные составляющие.

Анализ осциллограмм показывает наличие двух составляющих: с постоянным периодом колебаний и с переменным периодом колебаний.

Первая составляющая момента имеет небольшую амплитуду, вследствие чего она не оказывает существенного влияния на условия работы тяговой передачи. Составляющая с переменным периодом значительно ухудшает нагрузочные режимы передач.

Амплитуды этой составляющей особенно велики при разгоне и электрическом торможении в случае высоких скоростей начала торможения.

На осциллограмме (рис. 3) виден характер изменений этой составляющей при разгоне. Наибольшего значения ее амплитуды достигают на десятой-одиннадцатой реостатных позици-

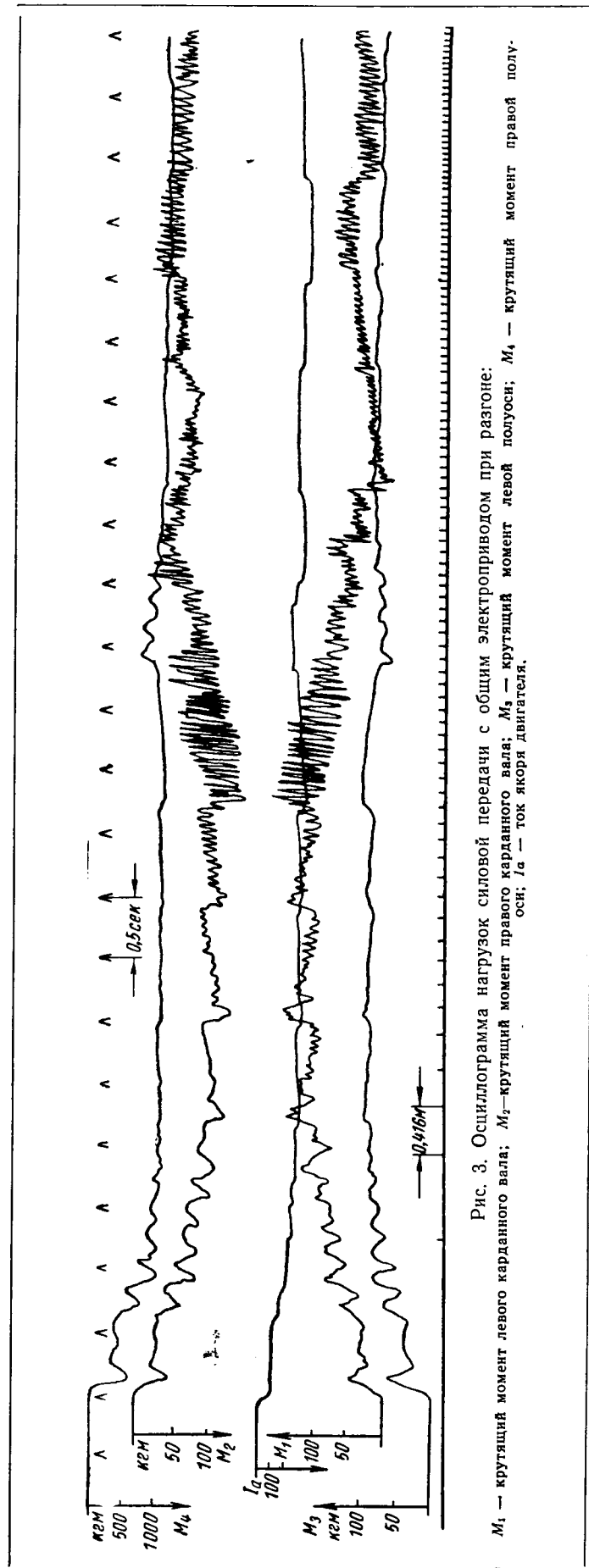


Рис. 3. Осциллограмма нагрузок силовой передачи с общим электроприводом при разгоне:

M_1 — крутящий момент левого карданного вала; M_2 — крутящий момент правого карданного вала; M_3 — крутящий момент левой полуоси; M_4 — крутящий момент правой полуоси; I_a — ток якоря двигателя.

ях, перед переходом на параллельное соединение электродвигателей. Величины амплитуд достигают 25—30 кгм, в более редких случаях 40 кгм, при наибольших значениях момента, передаваемого от двигателя, 120—140 кгм.

На реостатных позициях разгона при параллельном соединении электродвигателей величина амплитуды этой составляющей снижается, однако и при работе по безреостатной характеристике переменная составляющая сохраняется, причем амплитуда достигает 20 кгм.

Периоды переменных составляющих вращающих моментов обоих карданных валов в один и тот же момент времени равны. Амплитуды составляющих для обоих валов совпадают по времени и величине, но отличаются по знаку.

Частота (в гц) переменной составляющей момента с наибольшей амплитудой до скорости вращения карданных валов 17—18 об/сек в 2 раза превышает скорость вращения, что указывает на неравномерность вращения карданных валов как на возможную причину возникновения колебаний. Однако при более высоких скоростях вращения валов частота колебаний численно сравнивается со скоростью вращения.

Характер протекания процесса нагружения тяговой передачи с отдельным электроприводом показан на осциллограмме (рис. 4).

Основной особенностью характера нагрузок передачи с отдельным электроприводом при разгоне является отсутствие в кривых вращающих моментов карданных валов колеба-

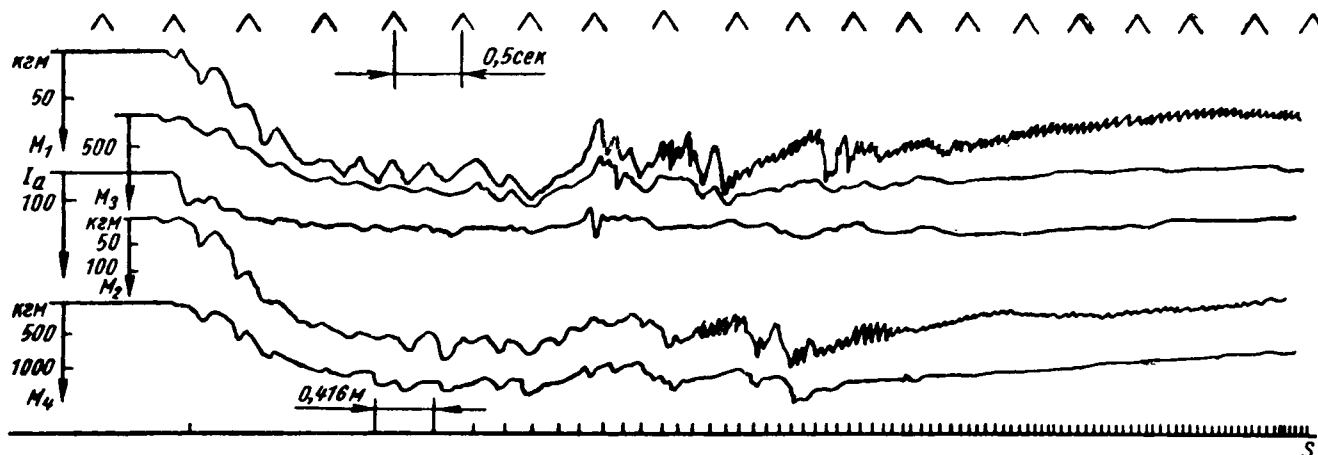


Рис. 4. Осциллограмма нагрузок силовой передачи с отдельным электроприводом при разгоне (обозначения те же, что на рис. 3).

Последнее определяется особенностями колебательной системы, состоящей из двух якорей электродвигателей и двух карданных валов, связанных между собой через дифференциальную коробку.

Когда амплитуда колебательной составляющей момента карданного вала совпадает с основной составляющей момента по знаку, то амплитуда колебательной составляющей момента второго вала имеет знак, противоположный знаку основной составляющей момента. Следовательно, в один и тот же момент времени колебательная составляющая дополнительно нагружает один из карданных валов и на ту же величину разгружает второй вал.

При смещении вилок одного из карданных валов по отношению друг к другу на 60—90° значение амплитуд переменных составляющих заметно возрастает и достигает 40—50 кгм при разгоне. На частоте колебаний смещение вилок не отражается.

Возможность возникновения колебательных процессов со значительными амплитудами определяется схемой тяговой передачи.

Непосредственной причиной возникновения колебаний может явиться неравномерность вращения якорей двигателей вследствие наличия карданных сочленений. Взаимное расположение осей крестовин карданных механизмов левого и правого валов является случайным. Другой причиной возникновения колебаний может быть неидентичность характеристик тяговых двигателей и их электрических цепей, что вызывает разницу в угловых ускорениях якорей при переходных процессах и неравномерное закручивание карданных валов с последующим колебательным процессом. Определенное влияние на возникновение колебаний могут оказывать дефекты изготовления или неточность монтажа передачи. В частности, возникновению колебаний может способствовать непараллельность в пространстве осей тяговых двигателей и валов малых конических шестерен редуктора.

тельных составляющих со сколько-нибудь значительной амплитудой.

Амплитуда колебаний собственной частоты возрастает с увеличением скорости, но она как по абсолютному значению, так и относительно среднего значения вращающего момента при режиме разгона незначительна и обычно не превышает 10 кгм.

При разгоне как в случае общего, так и отдельного электропривода наблюдается неравномерность нагружения левого и правого карданных валов. Эта неравномерность в распределении нагрузок карданных валов носит устойчивый характер (более высокие нагрузки имеет левый карданный вал). Разница при пиковых значениях нагрузки достигает 20—40%. Это обусловливается рядом факторов, в том числе расхождением характеристики тяговых электродвигателей, различием в диаметрах ведущих колес и т. д.

Выводы

1. При отдельном электроприводе представляется возможным отказаться от механического дифференциала и тем самым упростить конструкцию тяговой передачи.
2. Распределение нагрузок при отдельном приводе оказывается достаточно благоприятным, причем разница в нагрузках двигателей не превышает в среднем 10%.
3. Характер нагрузок при отдельном приводе оказывается значительно более благоприятным, чем при общем приводе, поскольку в кривых вращающих моментов карданных валов отсутствуют колебательные составляющие со значительными амплитудами.
4. Отсутствие механического дифференциала положительно сказывается также на условиях работы автомобиля с электроприводом при движении его в условиях пониженного сцепления колес с дорогой, поскольку при этом уменьшается возможность возникновения буксования ведущих колес.

Безопасность движения на бескамерных шинах

Л. Г. ХРАПУНОВ, Г. В. НАДЕЖДИН

Научно-исследовательский институт шинной промышленности

ШИРОКОЕ применение бескамерных шин на легковых и грузовых автомобилях обусловлено одним из важнейших их преимуществ (по сравнению с камерными) — повышением безопасности движения автомобиля при различных механических повреждениях шин.

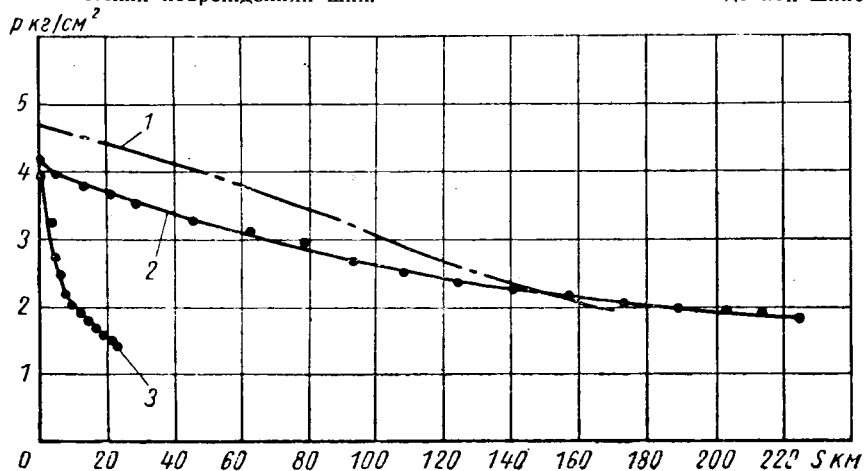


Рис. 1. Влияние сквозного повреждения бескамерной шины на внутреннее давление и пробег в лабораторных условиях и на автомобиле:

1 — лабораторные условия; 2 — прокол гвоздем с диаметром 4 мм; 3 — прокол гвоздем с диаметром 8 мм.

Безопасность движения можно оценить как функцию радиуса качения колеса от внутреннего давления и скорости его падения в шине при повреждении.

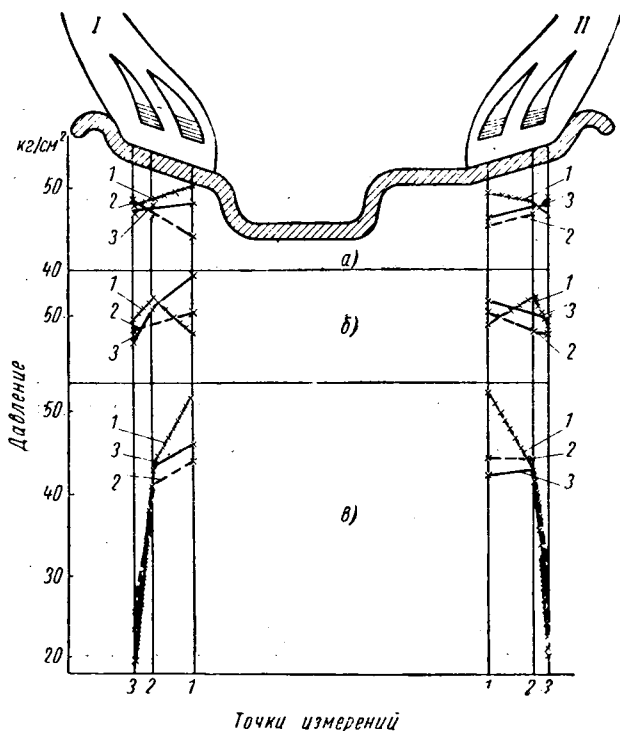


Рис. 2. Влияние боковой силы на величину контактного давления между ободом и бортом шины (в сечении по центру площади контакта шины с дорогой) при изменении скорости движения автомобиля на повороте от 0 до 30 км/ч ($Q = 2000$ кг):

I — внутренняя сторона; II — наружная сторона; а — 3,0 кг/см²; б — 4,5 кг/см²; в — 6,0 кг/см²; 1 — 0 км/ч; 2 — 10 км/ч; 3 — 30 км/ч.

Исходя из этого была исследована степень безопасного движения автомобиля при повреждении бескамерной шины. Определялись следующие величины: падение внутреннего давления в шине, время движения и длина пробега с поврежденной шиной на обкаточном станке и на автомобиле.

Для этого бескамерная шина 260—22,5 модели И-195 для грузового автомобиля была пробита по центру беговой дорожки протектора и по боковине гвоздем диаметром 4 мм. Испытания, проведенные в лабораторных условиях при скорости качения 50 км/ч, показали, что скорость падения давления воздуха в шине составляет 0,15 кг/см² в минуту, а скорость изменения радиуса качения — 0,13 мм/мин.

Аналогичные испытания были проведены на дороге с асфальтовым покрытием при средней скорости движения автомобиля 50 км/ч. Испытания показали, что даже при пробое штырем диаметром 8 мм скорость падения внутреннего давления составляет 0,17 кг/см² в минуту (рис. 1). Такое замедленное падение внутреннего давления воздуха в бескамерной шине обеспечивает незначительную скорость изменения радиуса качения.

Герметизация бескамерных шин на ободу при движении автомобиля на повороте определялась по контактному давлению, которое измерялось в зоне контакта посадочной части борта шины с ободом. Результаты испытаний шины 260—22,5 при действии боковой силы и перераспределении нагрузок на колесо при повороте показывают, что контактное давление уменьшается. Так, при увеличении боковой силы с изменением скорости от 0 до 30 км/ч контактное давление под внутренним бортовым кольцом снижается на 10—18% от величины контактного давления в статике и под внешним бортовым кольцом — на 3—5% (рис. 2). Так как от плотности посадки шины на ободу зависит ее герметичность, указанное снижение контактного давления ухудшает герметизацию шины. При снижении внутреннего давления в шине до 3 кг/см² абсолютная величина изменения контактного давления незначительна.

Были проведены дорожные испытания бескамерных шин 300—22,5 при непрерывном движении по замкнутому кругу

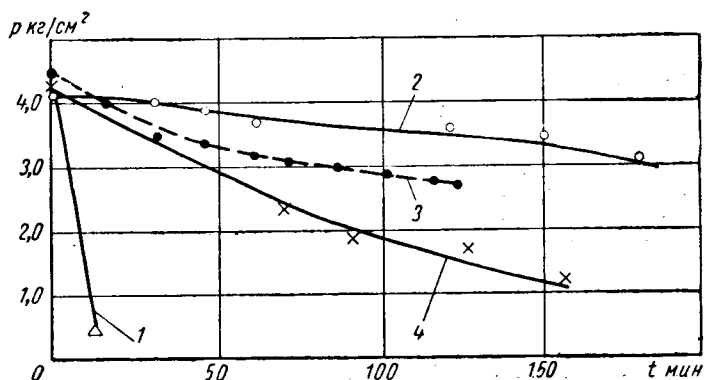


Рис. 3. Влияние сквозного повреждения бескамерной шины на внутреннее давление при движении автомобиля по кругу:

1 — задняя левая наружная шина, холодная, диаметром 8 мм; 2 — задняя левая наружная, холодная, диаметр 4,5 мм; 3 — левая передняя, горячая, диаметр 4,5 мм; 4 — левая передняя, холодная, диаметр 4,5 мм.

радиусом $R=15$ м со скоростью 45—50 км/ч. При этом установлено отсутствие какого-либо нарушения герметичности. Аналогичные испытания показали (рис. 3), что при получе-

нии бескамерными шинами повреждений диаметром 4,5 мм можно продолжать движение без нарушения герметичности не менее 1—1,5 ч до установления внутреннего давления в шине 3 кг/см². При этом интенсивность падения внутреннего давления при повреждении шины мало зависит от ее теплового состояния.

В камерной шине камера находится в растянутом состоянии, поэтому при проколе шины отверстие в камере увеличивается за счет разрыва и воздух быстро выходит из шины через вентиляционное отверстие и зазоры в месте посадки бортов. Это ведет к резкому уменьшению радиуса качения колеса, перераспределению вертикальных нагрузок, повышению сопро-

тивления качению шины и, как следствие, нарушению устойчивости и управляемости автомобиля.

В бескамерной шине утечка воздуха возможна лишь в месте прокола, поэтому и скорость изменения внутреннего давления небольшая, что ведет к незначительной скорости изменения радиуса качения. Последнее дает возможность водителю своевременно остановить автомобиль и избежать аварии.

Таким образом, бескамерные шины обеспечивают большую безопасность движения автомобиля при различных условиях движения на поврежденной шине.



Механические и эксплуатационные качества литых коленчатых валов двигателей ГАЗ

В. А. ЗАХАРОВ

Горьковский автозавод

ПЯТИЛЕТНИЙ опыт массового производства литых коленчатых валов для автомобильных двигателей Горьковского автозавода из магниевого чугуна подтверждает их высокие механические и эксплуатационные качества.

Эти качества коленчатых валов обеспечиваются прежде всего высокопрочностными свойствами магниевого чугуна и конструкцией самих валов.

На Горьковском автозаводе коленчатые валы отливаются из чугуна следующего химического состава: 3,4—3,6% С; 1,15—1,30% Мп; 0,10% Р; 2,0—2,25% Si; до 0,02% S; 0,15—0,25% Cr; 0,01—0,04% Mg.

Низкое содержание серы в исходном чугуне обеспечивается за счет ведения плавки в электродуговой печи с основной футеровкой на твердой завалке и наводке основного шлака. Автоклавный метод ввода магния в чугун и низкое содержание серы обеспечивает устойчивость процесса получения сферической формы графита при вводе 0,07% металлического магния от веса жидкого металла.

Присадка криолита в чугун после обработки его магнием в значительной мере облегчает всплывание окислов и неметаллических включений и способствует получению чугуна, чистого от так называемых темных пятен.

Повышенное содержание марганца и хрома в металле при условии обязательной термической обработки в деталях обеспечивает равномерную структуру металлической основы — зернистый перлит [1].

Ниже приведены механические свойства магниевого чугуна со структурой зернистого перлита:

Твердость по HB	207—250
Сопrotивление изгибу в кг/мм ²	100—120
Стрела прогиба в мм	10—15
Сопrotивление разрыву в мм ²	55—70
Удлинение в %	5—8
Ударная вязкость в кгм/см ²	2—4
Сопrotивление сжатию в кг/мм ²	200—240

Одним из наиболее эффективных мероприятий по упрочнению чугунных валов является так называемое перекрытие шеек вала за счет увеличения диаметра шатунных шеек.

Для уменьшения напряжений изгиба и уменьшения удельных нагрузок на коренные подшипники чугунные коленчатые валы

сделаны полипорными. Коленчатые валы двигателя М-21 «Волга» имеют по пять опорных шеек, коленчатые валы двигателя ГАЗ-51 — по четыре опорных шейки (рис. 1).

Чтобы получить более равномерные толщины тела в различных сечениях, принята конструкция литого вала с полыми ко-

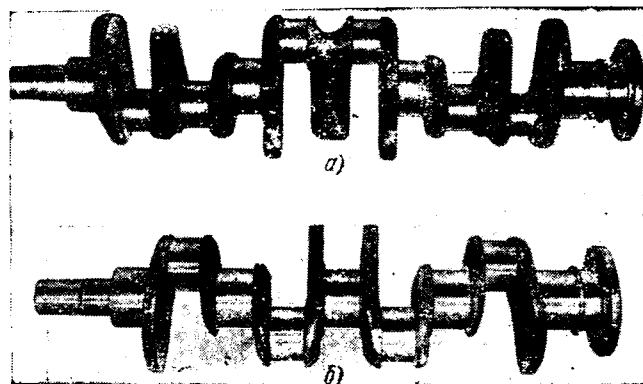


Рис. 1. Коленчатые валы двигателя ГАЗ-51 (а) и двигателя М-21 «Волга» (б).

ренными и шатунными шейками. Придание полостям шеек определенной формы в значительной мере облегчило возможность получения плотной отливки, без усадочных рыхлотов и раковин.

Литые коленчатые валы подвергались, кроме дорожных эксплуатационных испытаний, натурным испытаниям на изгиб и кручение в статическом состоянии и усталостным испытаниям при изгибе и кручении. Результаты испытаний валов проведены в работе [1].

Позднее испытания чугунных валов были проведены на автозаводе по методике Института машиноведения АН УССР на универсальной машине УМ-4 конструкции этого института и в НАМИ.

На основании результатов натурных испытаний коленчатых валов сотрудниками Института машиноведения АН УССР и автозавода построены кривые усталости (рис. 2 и 3).

Результаты испытаний Института машиноведения АН УССР показали, что коленчатые валы из магниевого чугуна имеют предел усталости при изгибе не ниже предела усталости стальных валов (рис. 2, а): $\sigma_{-1} = 12 \div 12,5 \text{ кг/мм}^2$.

Испытанию на усталость при кручении были подвергнуты только чугунные валы.

Результаты этих испытаний представлены в виде кривой усталости на рис. 2, б.

Как видно из кривой, предел усталости чугунных валов автомобиля М-21 при кручении $\tau_{-1} = 7,7 \text{ кг/мм}^2$. Всего было подвергнуто испытанию на усталость при изгибе семь стальных валов автомобиля М-20; шесть чугунных валов автомобиля М-21; на усталость при кручении — шесть чугунных валов автомобиля М-21.

На автозаводе было подвергнуто испытанию на усталость при изгибе и на усталость при кручении 28 валов.

Предел усталости валов, испытанных на Горьковском автозаводе, получен с небольшим разбегом, при изгибе $\sigma_{-1} = 8,1 \div 9,5 \text{ кг/мм}^2$, а при кручении $\tau_{-1} = 6,8 \div 8,1 \text{ кг/мм}^2$ (рис. 3).

Испытываемые коленчатые валы отливались в условиях литейного цеха по принятой технологии. Химический состав металла находился в пределах ТУ. Микроструктура металла соответствовала утвержденной нормами микроструктур — графит шаровидной формы; зернистый перлит.

При усталостных испытаниях установлено, что прочность коленчатых валов с повышенным содержанием карбидов в структуре и с перлито-ферритовой структурой находится на

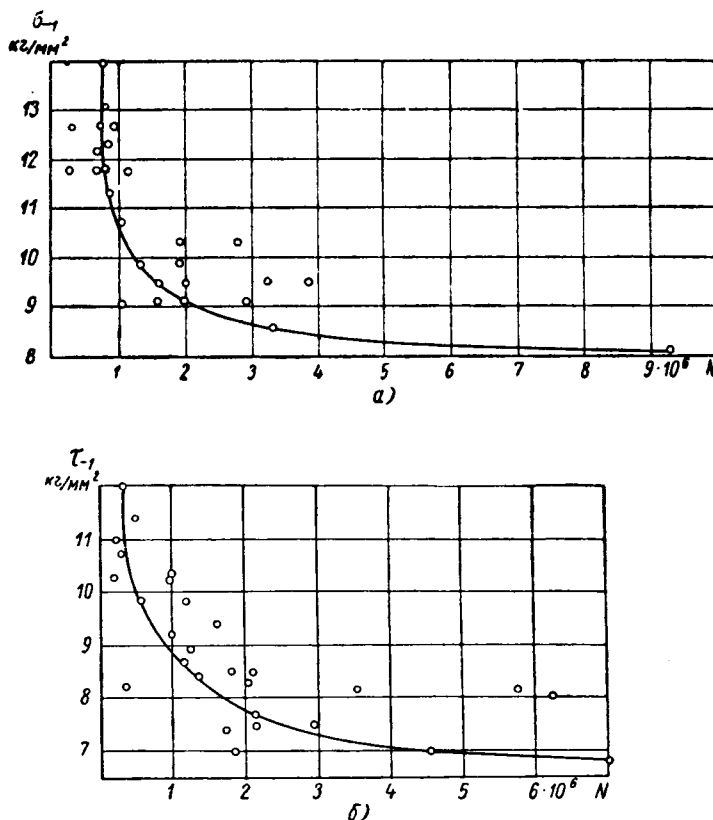


Рис. 3. Пределы усталости валов:
а — при изгибе; б — при кручении.

высоком уровне. Иначе говоря, исходная структура металла валов (в пределах нормали) на прочностные характеристики заметного влияния не оказывает.

Результаты проведенных усталостных испытаний литых коленчатых валов автомобильных двигателей находятся в полном соответствии с результатами ранее приведенных усталостных испытаний натурных коленчатых валов дизеля ТМЧ [2].

Усталостная прочность при изгибе по симметричному циклу у дизельных коленчатых валов из магниевого чугуна практически равна усталостной прочности кованых валов из стали 45 и находится в пределах $11,8 \div 12,4 \text{ кг/мм}^2$. Предел выносливости гладких образцов при симметричном изгибе для стали $30,5 \text{ кг/мм}^2$, для чугуна $22,5 \text{ кг/мм}^2$. Следовательно, преимущество кованой стали перед высокопрочным чугуном, получаемое при испытании гладких образцов, исчезает при переходе к натурным испытаниям валов [2].

Это может быть объяснено меньшей чувствительностью высокопрочных чугунов к концентрации напряжений по сравнению с исследуемой сталью. Явно выраженной зависимости усталостной прочности от исходной структуры чугуна здесь также не установлено.

Пятилетний опыт эксплуатации автомобилей ГАЗ с литыми коленчатыми валами из магниевого чугуна в автохозяйствах нашей страны и за рубежом показывает их хорошую износостойкость и надежность.

Чугунные валы не склонны к задирам благодаря хорошим антифрикционным качествам магниевого чугуна и имеют высокую прочность.

За все время выпуска автомобилей с литыми валами автозавод не получил ни одной рекламации по причине низкого качества или на поломку валов.

Установлено, что коренные и шатунные шейки стальных коленчатых валов подлежат обязательной перешлифовке после пробега автомобилем $50 \div 60 \text{ тыс. км}$. Литые чугунные коленчатые валы этой перешлифовки не требуют после пробега автомобилем 100 тыс. км .

В табл. 1 приведены средние удельные износы коленчатых валов.

Износы чугунных валов подсчитаны по результатам обмера 15 двигателей М-21, прошедших от 25 до 75 тыс. км в автохо-

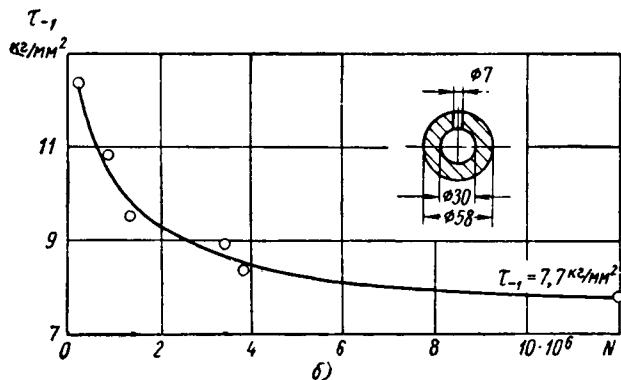
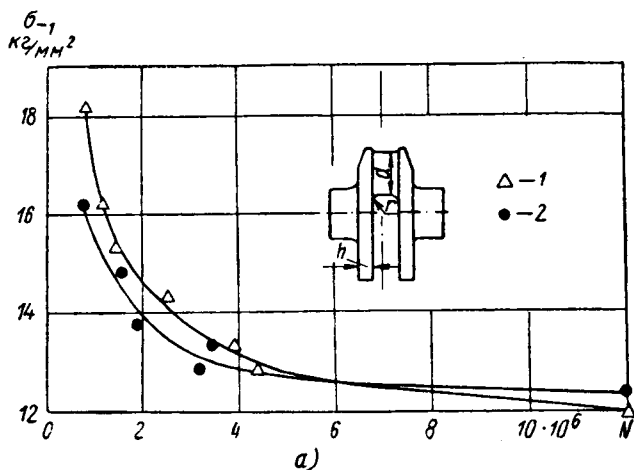


Рис. 2. Кривые выносливости коленчатых валов при испытании на изгиб (а) и на кручение (б):

1 — стальные коленчатые валы двигателя М-20 ($\frac{r}{h} = 0,092$, $\frac{r}{d} = 0,038$, $r = 7,75 \text{ мм}$); 2 — чугунные коленчатые валы двигателя М-21 ($\frac{r}{h} = 0,092$, $\frac{r}{d} = 0,028$, $r = 15 \text{ мм}$).

зайстве автозавода, а стальных валов по 20 двигателей М-20 на автомобилях, прошедших от 25 до 100 тыс. км.

Т а б л и ц а 1

Марка двигателя	Средние удельные износы коленчатых валов в мк на 1000 км пробега	
	Шатунные шейки	Коренные шейки
М-21	0,425	0,75
М-20	1,66	1,32
ГАЗ-13	0,30	0,45
ГАЗ-12	1,31	0,90
ГАЗ-53	0,55	0,70
ГАЗ-51	1,90	1,2

Из приведенных данных следует, что износ шатунных шеек чугунных валов (двигателя М-21) почти в 4 раза меньше, а коренных в 1,8 раза меньше, чем у стальных валов (двигатель М-20).

Износы шеек коленчатого вала двигателя ГАЗ-13 «Чайка» подсчитаны по результатам обмера трех двигателей, прошедших по 50 тыс. км в разнообразных дорожных и климатических условиях с различными нагрузками. Эти данные сравниваются с износами стального вала двигателя автомобиля ГАЗ-12. Износ шатунных шеек чугунных валов автомобиля ГАЗ-13 в 2,3 раза ниже, а коренных в 2 раза ниже, чем у стальных валов двигателя ГАЗ-12. Новые образцы грузовых автомобилей ГАЗ-53 с восьмицилиндровым V-образным двигателем прошли длительные пробеговые испытания на больших скоростях и различных дорожных условиях. Установленные на них чугунные коленчатые валы также показали хорошую износостойкость и надежность в сравнении со стальными валами двигателей автомобиля ГАЗ-51. Мощность двигателя ГАЗ-53 значительно выше, чем у двигателя грузового автомобиля ГАЗ-51.

Износ шатунных шеек чугунного вала нового грузового автомобиля ГАЗ-53 в 3,4 раза ниже, а коренных в 1,7 раза ниже, чем износ шеек стального вала двигателя ГАЗ-51 (данные по обмеру пяти двигателей, прошедших по 27 000 км).

При этом следует указать, что износ шеек на чугунных валах характерен и своей равномерностью.

По данным Первого московского легкового таксопарка следует, что износ шеек литых коленчатых валов автомобиля «Волга» в 2—3 раза меньше, чем у стальных коленчатых валов двигателя автомобиля «Победа» [4]. Небольшой износ шеек литого коленчатого вала в значительной мере содействует увеличению срока службы двигателя в целом. Так, например, капитальный ремонт двигателей М-21 производится после пробега автомобилями 100—150 тыс. км.

На рис. 4 приведены результаты пробега автомобилей «Волга» до первого капитального ремонта двигателей и на рис. 5 — износ коренных (а) и шатунных (б) шеек коленчатых валов двигателей М-21, поступающих в капитальный ремонт.

При ремонте литых коленчатых валов также отмечено, что они имеют значительный прогиб, а поэтому, несмотря на малые износы шеек, их часто приходится перешлифовывать через один, а иногда и через два ремонтных размера [4]. Это отрицательное явление заложено в природе самого материала. Коленчатые валы после отжига перед механической обработкой должны подвергаться правке в горячем состоянии (при температуре 600°). Однако иногда правка валов происходит при более низких температурах. Правка коробленных валов в холодном виде при механической обработке дает временный эффект, т. е. такие валы после правки частично или полностью возвращаются в первоначальное состояние после монтажа двигателя, что собственно и отмечают ремонтники. В настоящее время на автозаводе валы правятся только в нагретом состоянии (до 600°), и, очевидно, указанный дефект в дальнейшем не будет появляться.

В связи с меньшей величиной модуля упругости чугунные валы лучше, чем стальные, переносят несоосность опор, вызванную короблением валов.

Приведенные данные по усталостным и эксплуатационным испытаниям литых коленчатых валов свидетельствуют о том, что они обладают достаточно высокими износостойкими и прочностными качествами.

Освоение производства литых чугунных коленчатых валов для автомобильных двигателей, особенно при массовом производстве, дает народному хозяйству страны большую экономию. При этом упрощается и удешевляется технологическая

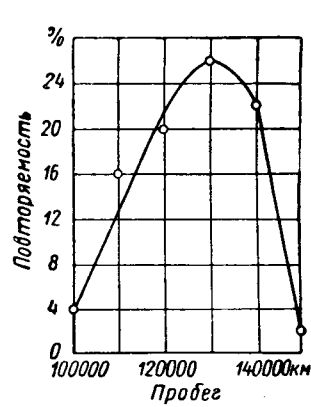


Рис. 4. Пробег автомобилей М-21 «Волга» до первого капитального ремонта двигателей.

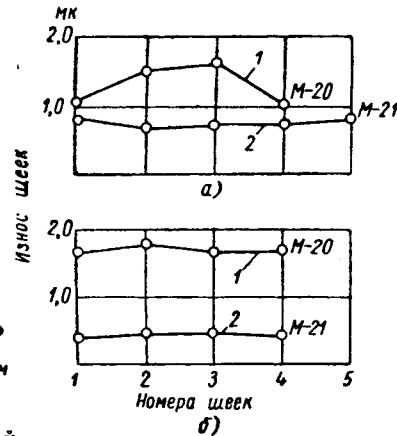


Рис. 5. Износ коренных и шатунных шеек коленчатых валов: 1 — двигателей М-20; 2 — двигателей М-21.

оснастка, уменьшается объем механической обработки и значительно снижается расход металла за счет полостей в шатунных и опорных шейках вала. Кроме того, при замене кованых валов литыми из чугуна только для автомобиля «Волга» экономия стального проката составляет более 1,5 тыс. т в год.

Сравнительные веса кованых и литых коленчатых валов двигателей Горьковского автозавода приведены в табл. 2.

От внедрения литого коленчатого вала автомобильного двигателя М-21 завод получает денежную экономию около 100 тыс. руб. в год.

На основании полученных данных при исследовании и освоении производства литых коленчатых валов автомобильных двигателей ГАЗ доказана возможность замены стальных кованых коленчатых валов литыми чугунными для быстроходных автомобильных двигателей и освоено их изготовление в условиях массового производства.

Т а б л и ц а 2

Вал автомобиля	Вес кованых коленчатых валов в кг			Вес литых коленчатых валов в кг		
	Заготовка поковки	Заготовка для механической обработки	Деталь после механической обработки	Отливка с литниковой системой	Отливка до механической обработки	Деталь после механической обработки
ГАЗ-51 (грузовой) . .	49,75	37,05	30,0	—	—	—
М-20 «Победа»	38,5	30,5	23,8	—	—	—
М-21 «Волга»	30,0	26,0	18,5	34,5	19,7	16,3
ГАЗ-13 «Чайка»	—	—	—	77	32,5	26,6

ЛИТЕРАТУРА

- Захаров В. А., Докукин Ю. И. «Литейное производство», 1961, № 4.
- Кудрявцева И. В., Балабало Н. А. «Вестник машиностроения», 1954, № 6.
- Колясинский З., Кириллов В. «Автомобильный транспорт», 1961, № 1.

Изготовление ручьев ковочных штампов электроимпульсным методом

А. В. СУРКОВА, Е. А. БЛОШТЕЙН

НИИТАвтопром

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ обработка ручья ковочных штампов на большинстве заводов производится на копировально-фрезерных станках. Фрезерование ручьев штампов осуществляется в сыром материале. При последующей термической обработке часто происходит коробление штампов, которое требует дополнительной слесарной обработки ручьев в закаленной заготовке.

В НИИТАвтопроме в течение ряда лет проводились исследования возможности использования для обработки ручьев ковочных штампов метода электроэрозии.

В результате этих работ НИИТАвтопромом совместно с Московским заводом малолитражных автомобилей, Московским автозаводом имени Лихачева и Горьковским автозаводом разработаны технологический процесс обработки ковочных штампов с применением электроэрозии и технология изготовления электродов-инструментов, спроектирована и изготовлена необходимая типовая оснастка.

Для электроэрозионной обработки используются универсальные и специальные электроэрозионные прошивочно-копировальные станки. Для профилирования формообразующего инструмента ЭНИМСом разработан размерный ряд электроэрозионных прошивочно-копировальных станков, имеющих рабочую поверхность столов от 100 до 1600 мм. В настоящее время выпускаются станки моделей 473 и 4724, предназначенные для обработки больших поверхностей крупных и средних деталей. На станках могут быть осуществлены предварительная обработка и ремонт электроимпульсным способом средних и крупных штампов, пресс-форм, кокилей, образование отверстий и т. д. Чистота поверхности, обработанной электроимпульсным методом, соответствует 4-му классу по ГОСТу 2789-51.

Повышение чистоты поверхности, предварительно обработанной электроимпульсным методом, до 7—8-го класса по ГОСТу 2789-51 при одновременном повышении производительности электроэрозии на мягких режимах, может быть достигнуто использованием в качестве источников питания электроимпульсных станков ламповых высокочастотных генераторов типа ВГ-3Б и ВЧИУ и др.

Интенсивность электрической эрозии — разрушения поверхностного слоя обрабатываемого металла — зависит от большого числа факторов. Решающими из них являются энергетические параметры процесса: напряжение и сила тока, свойства рабочей среды, материала обрабатываемого изделия, размерная характеристика обрабатываемой поверхности (площадь, форма, глубина профиля). Величиной этих параметров предопределяется производительность процесса, которая выражается в количестве (в мм³) металла, снятого за 1 мин с обрабатываемого изделия.

Так как электроэрозионная обработка формообразующего инструмента (ковочных штампов, пресс-форм, кокилей и др.) является копирной, воспроизводящей в обрабатываемом изделии обратную форму электрода-инструмента, рабочая часть последнего повторяет в зеркальном отображении обрабатываемой ручей штампа (рис. 1), а размеры соответствуют чертежу поковки с минусовой поправкой, равной величине межэлектродного зазора и высоте неровностей, подлежащих зачистке после эрозионной обработки.

НИИТАвтопромом разработана конструкция универсального приспособления, на котором возможно крепление нескольких типоразмеров ковочных штампов средних размеров с площадью обрабатываемой поверхности до 10 тыс. мм². Координирующим звеном между нижней плитой приспособления и верхней — электрододержателем — являются направляющие колонки с сепараторными втулками. Сепараторы обеспечивают надежное перемещение подвижной верхней части приспособления в условиях загрязнения рабочей жидкости. К столу станка приспособление прикрепляется клеммами.

Для крепления обрабатываемых электроимпульсным методом ковочных штампов крупных поковок площадью обрабатываемой поверхности 30—50 тыс. мм² типа поворотного кулака институтом разработано специальное приспособление. Оно отличается от описанного тем, что заготовка штампа

устанавливается на стол станка, а нижняя плита приспособления — непосредственно на плоскость разреза штампа в определенном положении по отношению контрольных сторон при помощи упоров. При этом между головкой шпинделя и столом станка получается большое расстояние и, следовательно, возможна обработка заготовок штампов высотой до 300 мм.

Применение электроимпульсного метода для предварительного профилирования ручьев ковочных штампов вносит ряд изменений в общую схему обработки ковочных штампов. При изготовлении новых штампов количество и состав операций

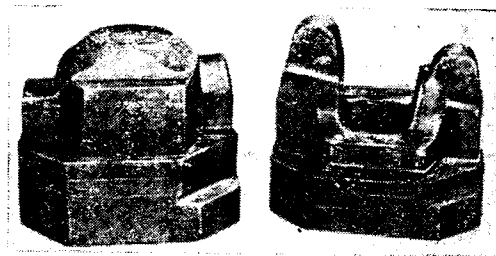


Рис. 1.

сохраняются, но последовательность их изменяется — термобработка выполняется перед электроимпульсной обработкой. Термически обработанная, шлифованная по установочным и базовым плоскостям заготовка штампа с помощью приспособления устанавливается нижней базовой поверхностью на стол станка.

Электрод-инструмент центрируется относительно обрабатываемой заготовки штампа приспособлением.

Обработка ручья штампа осуществляется в два или несколько проходов со сменой электродов-инструментов. Электрический режим устанавливается и контролируется по среднему току, определяющему скорость съема металла и чистоту обработанной поверхности.

Нижняя ступень электрического режима (минимума) определяется стабильностью рабочего тока, верхняя ступень (максимум) — площадью обрабатываемой поверхности. Высота слоя поверхностных неровностей обрабатываемого ручья штампа после доводочных режимов соответствует 0,15—0,20 мм.

При ремонте штампов используются те же электроды-инструменты, выполняются те же условия установки, крепления и координирования обрабатываемого штампа и электрода-инструмента, что и при изготовлении новых штампов, за исключением одной операции — занижения рабочего зеркала штампа на величину износа рабочих ручьев.

Размеры обрабатываемых ручьев ковочных штампов контролируются в процессе черновой обработки штангенциркулем и глубиномером. Проверка правильности выбранной фигуры ручья после электроимпульсной обработки осуществляется специальными шаблонами.

После предварительной электроэрозионной обработки ручей штампа подлежит слесарной обработке — шлифованию с контролем по шаблону и полированию.

Использование электроимпульсного метода для предварительного профилирования рабочих ручьев позволяет снизить затраты на изготовление ковочных штампов. Удаление металла ручьев для создания определенной формы электроимпульсным способом осуществляется более производительно, чем на копировальных или вертикально-фрезерных станках. При электроимпульсной обработке ручьев в закаленных заготовках снижается также трудоемкость слесарных работ на доводке штампов.

Применение электроэрозионной обработки для изготовления ковочных штампов дает возможность эффективно профилировать и восстанавливать ручьи ковочных штампов в закален-

ном состоянии, снизить трудоемкость и стоимость обработки штампов, сократить технологический процесс обработки. Кроме того, применение электроэрозионного метода для обработки ковочных штампов упрощает технологию восстановления изношенных штампов, так как в этом случае исправление и углубление ручьев производится без термической обработки.

Ниже приведены нормы времени и затраты на изготовление ковочного штампа на вилку карданного вала электроимпульсным и слесарно-механическим способом.

Показатели	При механической обработке ручья штампа	При электроимпульсной обработке ручья штампа
Разряд рабочего	4	3
Норма времени на изготовление фигуры ручья штампа в ч.	13,48	5
Затраты на инструмент на выборку фигуры ручья в руб.	2,75	1,51
Затраты на изготовление фигуры ручья штампа в руб.	10,34	4,51
Расценки на выполненную работу	7,59	3,00
Норма времени на остальную обработку изделия в час.	32,12	27,48
Расценки за выполненную работу в руб.	16,29	13,78
Затраты на изготовление вставки ковочного штампа в руб.	26,63	17,10

Приведенные данные показывают, что трудоемкость изготовления ручья ковочного штампа на вилку карданного вала сократилась более чем в 2 раза по сравнению с трудоемкостью изготовления фрезерованием, сократилось время на слесарную окончательную доработку гравюры. Кроме того, вследствие автоматичности осуществления электроимпульсного процесса, на образовании фигуры ручья может быть использован рабочий низшей квалификации.

Работами, проведенными институтом по внедрению электроимпульсного метода для обработки ковочных штампов мелких, средних и крупных размеров на ряде автозаводов, подтверждена возможность высокопроизводительной обработки ручьев по сравнению с копировально-фрезерными работами. На Московском заводе малолитражных автомобилей с при-

менением указанного метода изготавливаются ковочные штампы для 30—35 наименований деталей. Трудоемкость изготовления фигур этих штампов сократилась почти в 2 раза по сравнению с фрезерованием. На Горьковском автозаводе и Московском автозаводе имени Лихачева на электроимпульсную обработку переведены наиболее трудоемкие при фрезеровании и

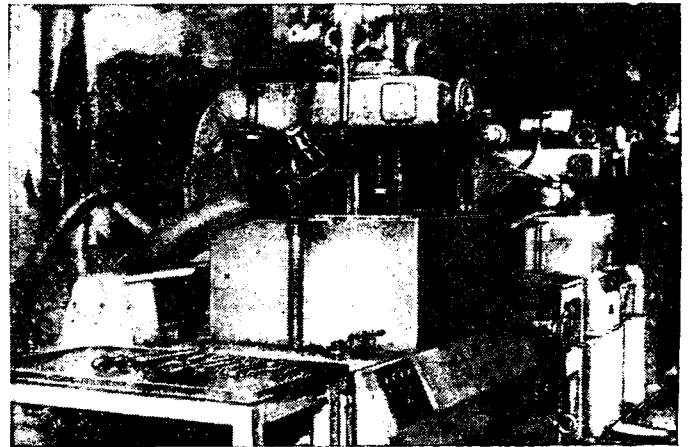


Рис. 2.

сложные по конфигурации штампы типа вилки, шатунов, поворотных кулаков. Трудоемкость изготовления фигур этих штампов сократилась в 1,5 раза.

На Московском автозаводе имени Лихачева создана линия электроимпульсной обработки ковочных штампов (рис. 2), состоящая из трех электроимпульсных станков и высокочастотного генератора.

По предварительным расчетам годовая экономия от перевода на электроимпульсную обработку только 20% общего количества штампов составит по отрасли 6 тыс. руб.

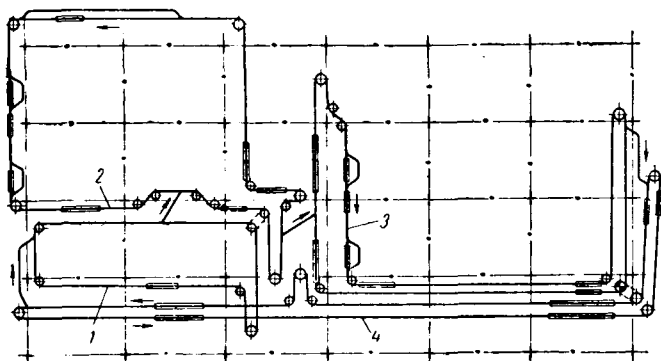
Толкающие конвейеры автоматической линии обработки поворотных кулаков автомобиля

Б. А. СОСНОВСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

НА МОСКОВСКОМ автозаводе имени Лихачева спроектирована и изготовлена транспортная система автоматической линии для обработки поворотных кулаков, представляющая собой комплекс транспортных устройств, связанных между собой автоматически и обеспечивающих подачу и съем деталей в местах загрузки и разгрузки — по ходу технологических операций автоматической линии.

Транспортная система (см. рисунок) состоит из четырех конвейеров 1—4 толкающего типа, которые приводятся в движение двумя приводами, и четырех подъемников-манипуляторов съема и навески контейнеров с деталями.



В толкающих конвейерах использованы узлы оборудования типа ВНИИПТМАШ. Встречные стрелки, попутные стрелки и опускные секции установлены наклонно. Неприводные участки трассы конвейеров также установлены наклонно (уклон 4%). При небольших участках неприводных трасс (до 6—8 м), а тем более когда эти трассы проходят на отметках, доступных для обслуживания рабочими, выгодно применять систему уклонных стрелок, так как они по сравнению с передаточными конвейерами проще и значительно дешевле в изготовлении. Система автоматического адресования данной схемы несложная. При наличии двух адресов: «Обработано» и «Необработано» не нужны довольно трудоемкие в изготовлении считывающие устройства и грузовая тележка не имеет адресной карты.

Система автоматического адресования заключается в следующем: к корпусу грузовой тележки Всесоюзного научно-исследовательского института подъемно-транспортного машиностроения приваривается специальное устройство «знак обработки», который представляет собой перекидной флажок, вращающийся на оси и могущий занимать два положения — справа или слева относительно оси трассы конвейера.

Если на крюке грузовой тележки находится контейнер с необработанными деталями и они должны пройти вторую технологическую операцию, то флажок знака обработки, расположенный справа от оси трассы, воздействует на датчик знака обработки. Последний дает импульс на открытие встречной стрелки на вход в ответвление участка, где происходит автоматический съем контейнера.

Датчик знака обработки представляет собой нажимную шину, вращающуюся относительно оси. Свободный конец шины флажком знака обработки нажимает на палец конечного выключателя. При выходе из ответвления участка грузовой тележки, несущей контейнер с обработанными деталями, флажок знака обработки встречает отклоняющую шину, которая перекидывает флажок на 180° , чтобы он занял положение слева от оси трассы конвейера.

Тележки с перекинутыми флажками не смогут вторично попасть в ответвление данной технологической операции, а бу-

дут проходить транзитом, представляя собой движущийся склад на конвейер, и далее пойдут через стрелки на следующий конвейер для дальнейшей технологической операции.

Транспортная система, состоящая из четырех конвейеров, в сравнении с единым конвейером более маневренна, причем каждый конвейер является движущимся складом изделий для последующего конвейера.

Конвейер 4 несет порожные контейнеры, всегда готовые для загрузки в них деталей поворотных кулаков переднего моста автомобиля.

Хонингование шлицевых отверстий в закаленных шестернях

Н. И. ГОРАЕЦКИЙ

НИИТАвтопром

В РЕЗУЛЬТАТЕ совместной работы НИИТАвтопрома и Горьковского автозавода разработан и в 1960 г. впервые в практике машиностроения внедрен в производство технологический процесс хонингования шлицевых отверстий в закаленных шестернях взамен шлифования.

При шлифовании отверстия существенно изменяется положение оси отверстия относительно боковых поверхностей шлицев и зубьев шестерни, созданное в результате предшествующей механической обработки, что происходит вследствие ряда погрешностей [1]. В результате изменения положения оси отверстия ухудшается собираемость шестерни со шлицевым валом, возрастает величина колебания межцентрового расстояния при провороте шестерни в беззазорном зацеплении с эталоном (экспондентитет) и ухудшается положение пятна контакта зубьев.

Кроме того, в ряде случаев к точности и чистоте шлицевых отверстий предъявляются настолько высокие требования, что их трудно обеспечить шлифованием. Если отверстия не имеют шлицев, то при высоких требованиях к чистоте и точности их обработки обычно после шлифования применяется хонингование, и, как показывают проведенные работы [2], такие отверстия в закаленных шестернях можно хонинговать и вместо шлифования. В случае хонингования положение оси отверстия изменяется меньше, чем при шлифовании, повышается производительность труда, снижается себестоимость обработки и облегчается автоматизация процесса. Отмеченные достоинства хонингования делают желательным применение его и для шлицевых отверстий.

Применение хонингования вместо шлифования как сплошных [2], так и шлицевых отверстий в закаленных деталях обычными абразивными брусками стало возможным благодаря тому, что были выявлены и правильно использованы особенности, присущие процессу хонингования [3—4]. Это позволило создать условия, при которых можно снимать припуск, намного больший, чем при обычном хонинговании, автоматически устраняя значительные искажения формы отверстия, возникающие в результате предшествующей механической и термической обработки, значительно повысить интенсивность резания металла абразивными брусками и стойкость брусков.

Основной особенностью процесса является то, что на протяжении хонингования каждой детали, т. е. на протяжении рабочего цикла, интенсивность резания (объем металла, снимаемый в единицу времени) уменьшается и к концу обработки детали может быть в несколько раз меньше, чем в начале. При достаточном увеличении продолжительности хонингования детали процесс резания практически прекращается. Это происходит вследствие затупления абразивных брусков. Чем тверже обрабатываемый материал, тем быстрее затупляются бруски. Так, например, при хонинговании отверстий в закаленной стали в ряде случаев процесс резания практически прекращается в первые 10—20 сек, вследствие чего снимается незначительный припуск.

В начале хонингования следующей детали бруски частично или полностью восстанавливают режущую способность благодаря наличию у отверстия шероховатости, волнистости и погрешностей формы, а также вследствие удара, возникающего в момент касания зерен абразивных брусков обрабатываемой поверхности. Поэтому необходимо выбирать твердость абразивных брусков и режим хонингования, учитывая исходную

шероховатость поверхности отверстия и другие перечисленные факторы с таким расчетом, чтобы полностью восстанавливать режущую способность брусков в начале хонингования детали. Благодаря этому величина припуска, снимаемого у одной детали до прекращения процесса резания, а также и интенсивность резания могут быть увеличены в несколько раз.

Продолжительность операции хонингования должна быть ограничена так, чтобы использовать только ту относительно короткую часть цикла, в течение которой интенсивность резания находится еще на высоком уровне, т. е. чтобы не допускать значительного затупления брусков к концу хонингования детали. Если за это время нельзя снять весь припуск, то хонингование нужно производить в две операции. Для второй операции требуются более мягкие абразивные бруски, поскольку шероховатость поверхности после первого хонингования уменьшается.

На операциях хонингования, имеющих назначение повысить точность формы и размера отверстия, нельзя допускать значительного затупления брусков, наблюдаемого в повседневной практике, еще и потому, что при хонинговании такими брусками исходные погрешности формы отверстия не устраняются, а копируются, и обрабатываемые детали сильно нагреваются.

Важно не только полностью восстановить режущую способность брусков в начале цикла, но и не допускать при этом чрезмерного износа брусков, резко снижающего точность и рентабельность хонингования. Такой износ наблюдается, например, при недостаточном твердых брусках. При хонинговании шлицевых отверстий чрезмерный износ брусков наблюдается и при недостаточной ширине брусков [5]. Установлено, что производительность и другие показатели процесса хонингования можно существенно повысить путем увеличения рабочей площади и сечения абразивных брусков и путем увеличения удельного давления при применении более твердых брусков и достаточно прочных и жестких хонеров. Хорошие результаты достигаются, когда державки с абразивными брусками в процессе хонингования раздвигаются принудительно под действием большого усилия, но со строго заданной скоростью. При таком методе подачи брусков и достаточно жестких деталях хона исходные погрешности формы отверстия устраняются лучше и у отверстия можно снимать больший припуск, чем при подаче брусков под действием постоянного усилия. При принудительной подаче брусков фактическое давление брусков на обрабатываемую поверхность на протяжении цикла хонингования одной детали повышается настолько, насколько это необходимо для осуществления процесса резания при данной скорости подачи брусков [3].

Было внедрено хонингование шлицевого отверстия взамен шлифования у шестерни нового автомобиля ГАЗ-52, показанной на рис. 1. Материал шестерни — сталь 35Х, глубина цианированного слоя 0,6—1 мм. Твердость на поверхности отверстия составляла не менее RC 55. Диаметр отверстия $58^{+0,018}$ мм, длина 42 мм; чистота поверхности $\nabla 8$ в. Отверстие имеет 16 эвольвентных шлицев, ширина шлицев по дуге делительной окружности $5,89^{+0,03}$ мм.

Хонингование шлицевого отверстия после термообработки шестерни производится в две операции на специальных одношпиндельных станках Стелитамакского станкостроительного завода, выпускаемых на базе модели СС-67 (станки СС-125, СС-126 и др.). Основное назначение первой операции — заме-

нить шлифование, обеспечив получение отверстия по 2-му классу точности при чистоте поверхности не ниже $\nabla 7$, а назначение второй операции — обеспечить повышение точности отверстия до 1-го класса и чистоты поверхности до $\nabla 8$ в. Применяемый хон [5], [6] имеет пять державок с абразивными брусками шириной 22 и длиной 25 мм. Ввиду отсутствия брусков нужных размеров и профиля на державку наклеивается

Диаметр каждого отверстия измерялся в шестнадцати местах: восемь измерений в поясе I—I и восемь измерений в поясе II—II (рис. 1), и погрешность формы определялась как разность между наибольшим и наименьшим из шестнадцати значений диаметра отверстия.

Благодаря этому выявилось максимальное значение погрешности формы отверстия. Измерение производилось прибо-

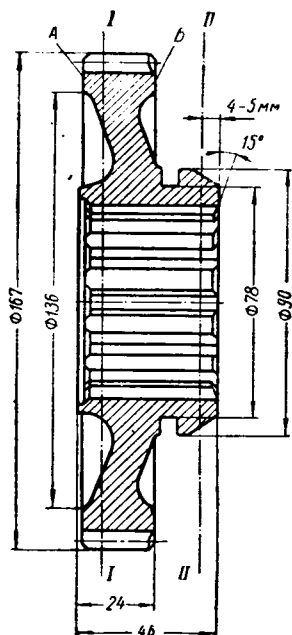


Рис. 1. Шестерня.

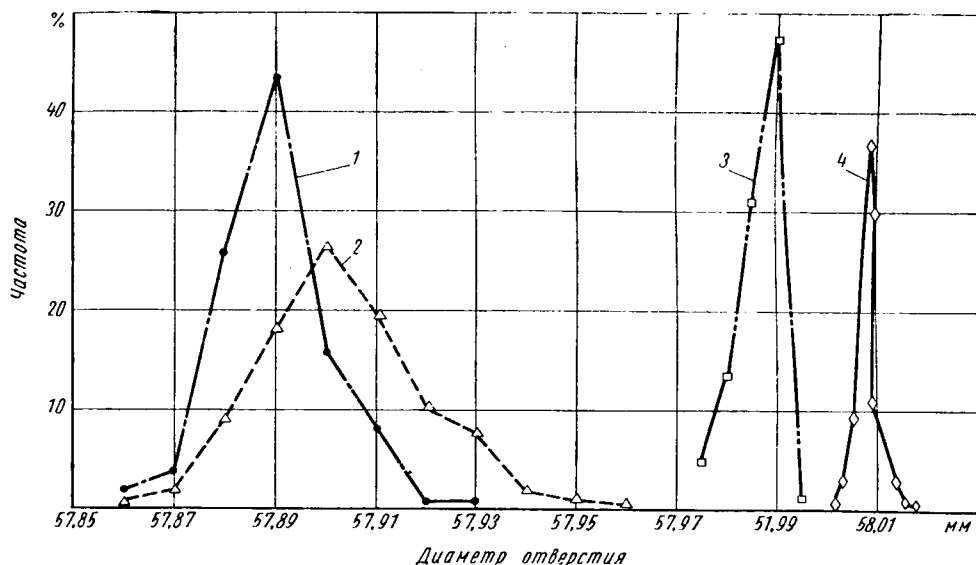


Рис. 2. Размеры диаметра отверстия после различных операций:

1 — протягивания; 2 — термообработки; 3 — предварительного хонингования; 4 — окончательного хонингования.

два бруска стандартного сечения 9×11 мм, после чего бруски шлифуются для обеспечения заданного радиуса

$$R = \frac{d}{2} - 0,5,$$

где d — диаметр шлицевого отверстия.

Крепление хона к шпинделю станка двухшарнирное; один из шарниров расположен в самом хоне, а второй — в патроне шпинделя станка. Обрабатываемая шестерня центрируется в приспособлении по шлицевому отверстию и прижимается тремя прихватами к базовому торцу приспособления.

При достижении заданного размера диаметра отверстия хонингование автоматически прекращается при помощи разработанного НИИТАвтоматом устройства для автоматического контроля [6]. Державки с абразивными брусками в процессе хонингования раздвигаются принудительно с заданной скоростью.

На рис. 2 приведены кривые распределения значений диаметра шлицевого отверстия после протягивания отверстия, термообработки шестерни, предварительного и окончательного хонингования отверстия, а на рис. 3 — кривые распределения значений погрешности формы отверстия после этих операций

ром Уд, применяемым для точного контроля отверстий в кольцах подшипников качения.

В табл. 1 приведены средние значения диаметра \bar{x}_1 и погрешности формы отверстия \bar{x}_2 для распределений, приведенных на рис. 2, а также значения среднего квадратичного отклонения σ_1 и σ_2 случайных значений этих параметров от их средних значений после различных видов обработки. После

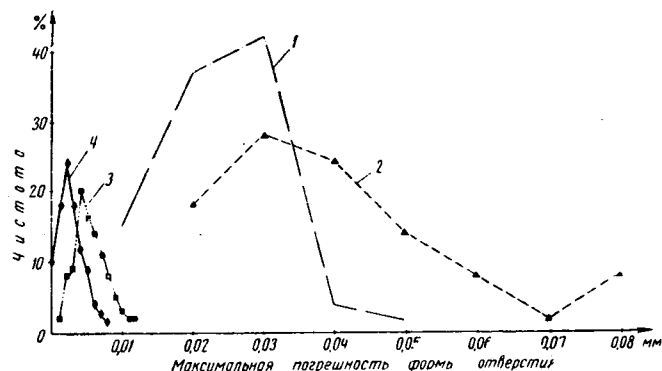


Рис. 3. Погрешности формы отверстия после различных операций:

1 — протягивания; 2 — термообработки; 3 — предварительного хонингования; 4 — окончательного хонингования.

протягивания рассеивание значений диаметра отверстия находится в пределах 0,07 мм, т. е. более чем в 2 раза превышает установленный допуск 0,027 мм, а среднее значение диаметра отверстия на 0,02 мм больше диаметра протяжки, образующей это отверстие. Это происходит в основном из-за наличия значительных погрешностей формы отверстия после протягивания, которые достигают 0,05 мм.

При затупленной протяжке погрешности формы отверстия больше, чем при острой. На образование погрешностей формы

Таблица 1

Параметры	После протягивания	После термообработки	После предварительного хонингования	После окончательного хонингования
Диаметр отверстия				
\bar{x}_1 в мм	57,89	57,90	57,987	58,009
σ_1 в мм	10	15	4,4	2,3
Погрешность формы отверстия в мм				
\bar{x}_2	23	40	5,4	3
σ_2	8,5	12	2,2	1,7

оказывает влияние то, что жесткость шестерни у ступицы меньше, чем у зубчатого венца. Для повышения точности шлицевого отверстия перед зубонарезанием и шевингованием зубьев, поскольку от этой точности зависит и точность образуемого зубчатого венца, также можно применять хонингование. При этом хонингование с автоматическим измерением осуществляется таким образом, чтобы операция прекращалась при размере отверстия, соответствующем наибольшему диаметру отверстия после протягивания, благодаря чему минимальный припуск на хонингование близок к нулю, а максимальный — к величине допуска на диаметр отверстия до хонингования. При таких припусках на хонингование затрачивается 3—10 сек и может быть обеспечена точность отверстия выше 2-го класса. Оценку качества протягивания нужно производить не только по погрешностям формы и размера отверстия, но и по величине припуска, который требуется снять по наибольшему диаметру отверстия для полного устранения следов протягивания. Этот припуск определяется волнистостью и шероховатостью поверхности. Необходимо стремиться к тому, чтобы в результате протягивания получать поверхность с равномерной (однообразной) шероховатостью. Гладкая поверхность с отдельными относительно глубокими рисками или задирами, какая может, например, получаться при применении протяжек с заглаживающими зубьями, нежелательна. Необходимо учитывать, что при равномерной шероховатости могут быть достигнуты лучшие показатели по производительности хонингования, стойкости брусков, точности формы, чем при гладкой, но с отдельными рисками поверхности, несмотря на то, что в первом случае может понадобиться снимать больший припуск. Это обусловливается тем, что, во-первых, для снятия самой шероховатости предшествующей обработки требуется относительно малый припуск и, во-вторых, затруднения при хонинговании связаны со снятием не шероховатости, а сплошного слоя металла из-за быстрого прекращения процесса резания.

После термообработки шестерни значения диаметра отверстия находятся в пределах 0,1 мм, а погрешность формы отверстия достигает 0,08 мм. Размер и форма отверстия, определяемые после термообработки, обуславливаются двумя операциями: протягиванием и термообработкой. Измерение диаметра отверстия в одних и тех же местах до и после термообработки позволило установить, что в результате самой термообработки наблюдается как увеличение, так и уменьшение размера диаметра. Максимальное увеличение диаметра не превышает 0,09 мм, а максимальное уменьшение диаметра не превышает 0,05 мм, т. е. рассеивание размеров находится в пределах 0,14 мм, при этом среднее изменение диаметра $\bar{x}_3 = 0,014$ мм, а $\sigma_3 = 0,02$ мм. Уменьшение диаметра, как правило, наблюдается в поясе II—I (у ступицы), а увеличение — в поясе I—I (рис. 1).

Вследствие неодинакового изменения диаметра отверстия в разных местах сама термообработка изменяет форму отверстия до 0,09 мм, а в среднем до 0,044 мм при $\sigma = 0,016$ мм.

Погрешности формы и размера после выполнения двух операций (протягивания и термообработки) получаются значительно меньше величин, которые должны были быть, если учесть рассмотрение погрешности каждой из этих операций в отдельности. Так, например, максимальное значение погрешности формы после термообработки равно 0,08 мм, в то время как после протягивания это значение достигает 0,05 мм, и, кроме того, сама термообработка вызывает изменение формы до 0,09 мм.

Такое положение достигнуто благодаря правильному использованию выявленных особенностей искажения формы отверстия при протягивании и термообработке. При протягивании за базу принимается торец, противоположный ступице (торец А на рис. 1), вследствие чего большие размеры отверстия получаются у ступицы, т. е. там, где при термообработке наблюдается наибольшее уменьшение диаметра отверстия. Если за базу при протягивании принимать торец Б, то больший диаметр отверстия образуется у торца А и, кроме того, наблюдаются большие искажения формы отверстия.

Экспериментально установлено, что для устранения рассмотренных погрешностей формы отверстия после термообработки при хонинговании по наибольшему диаметру отверстия необходимо снимать припуск 0,01—0,02 мм. Такой же припуск достаточен для полного устранения следов протягивания. Поэтому минимальный припуск на хонингование установлен равным 0,02 мм. Исходя из этого припуска, фактических распределений размеров отверстия после протягивания и термо-

обработки и допуская возможность получения после термообработки отверстий, имеющих диаметр, на 0,02 мм больше указанного на рис. 2 (кривая 2) предела, размер диаметра протяжки установлен равным $57,87^{+0,005}_{-0,005}$ мм. При такой протяжке максимальный припуск на хонингование может достигать 0,14—0,15 мм. После предварительного хонингования рассеивание размеров диаметра отверстия (кривая 3 на рис. 2) находится в пределах 20 мк, а максимальное значение погрешности формы отверстия не превышает 12 мк. После окончательного хонингования диаметр отверстия находится в пределах 14 мк, а максимальное значение погрешности формы не превышает 8 мк.

Предельная погрешность автоматического измерения устройством НИИТАвтопрома менее 1 мк. Поэтому в результате хонингования у шлицевых отверстий можно обеспечить точность выше 1-го класса. Для этого целесообразно применять дополнительный проход при многошпиндельных станках (или дополнительную операцию при одношпиндельных станках) со снятием малого припуска и выравниванием перед этим температуры детали, поскольку колебания температуры вызывают наибольшую погрешность при хонинговании с автоматическим измерением. Применяемые при хонинговании режимы указаны в табл. 2.

Таблица 2

Элементы режима работы	Предварительное хонингование	Окончательное хонингование
Число оборотов хона в минуту	185	185
Число двойных ходов хона в минуту	78	60
Длина хода хона в мм	35	35
Длина выхода брусков вверх в мм	13	10
Длина выхода брусков вниз в мм	6	9
Скорость раздвижения брусков в мм/сек	0,020	0,010

Охлаждающая жидкость — керосин. При предварительном хонинговании применяются абразивные бруски ЭБ 120СТ2К Ленинградского завода «Ильич», у которых путем пропитывания бакелитовым лаком твердость повышается до степеней Т1—Т2. Одним комплектом абразивных брусков обрабатывается от 150 до 200 деталей. Машинное время хонингования с автоматическим измерением зависит в основном от величины снимаемого припуска и состояния абразивных брусков и находится в пределах от 4 до 19 сек, а среднее арифметическое значение машинного времени равно 12 сек. Чистота поверхности отверстия находится в пределах $\nabla 7$ в — $\nabla 8$.

Следует отметить, что для обеспечения у подобных отверстий 2-го класса точности при внутреннем шлифовании машинное время составляет 40—80 сек. При окончательном хонинговании применяются бруски ЭБ230 СТЗК завода «Ильич». Комплектом брусков обрабатывается 600—650 деталей. Машинное время хонингования находится в пределах 8—15 сек при среднем арифметическом его значении, равном 10 сек. Чистота поверхности отверстия $\nabla 9$.

На рис. 4 показаны кривые распределения значений колебания межцентрового расстояния при провороте шестерни в беззазорном зацеплении с эталоном (экспонентичность) после шевингования зубьев шестерен и после хонингования. После шевингования эти значения находятся в пределах от 0,02 до 0,07 мм, а после хонингования — в пределах от 0,03 до 0,08 мм. Измерения, произведенные при замене хонингованием шлифования отверстия без шлицев, показали, что после шлифования отверстия колебание межцентрового расстояния значительно больше, чем при хонинговании, как это видно из данных, приведенных в работе [2].

Благодаря тому, что при хонинговании хорошо сохраняется положение оси отверстия, достигнутое в результате предшествующей механической обработки, имеется возможность обеспечить у окончательно обработанной шестерни высокую точность расположения отверстия относительно боковых поверхностей шлицев. Для этого необходимо добиться точного взаимного расположения указанных поверхностей в результате протягивания. При протягивании отверстий, имеющих прямобочные шлицы, это достигается применением протяжки, у которой зубья, образующие отверстие, чередуются с зубьями, образующими шлицы. Изготовление протяжек такого типа для отверстий с эвольвентными шлицами затруднительно. Для таких отверстий можно применять конструкцию протяжки

Горьковского автозавода, у которой вначале расположены зубья, образующие отверстия, затем зубья, образующие эвольвентные шлицы, затем снова зубья, снимающие небольшой припуск у отверстия.

Точность расположения боковых поверхностей шлицев относительно отверстия у окончательно обработанной шестерни

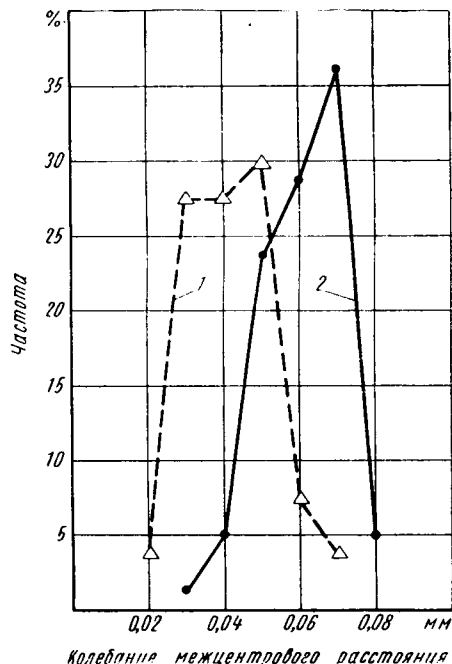


Рис. 4. Величины колебания межцентрового расстояния:

1 — после шевингования; 2 — после хонингования.

удовлетворяет требованиям технических условий, что проверяется комплексным калибром.

При этом свободно проходит комплексный калибр, имеющий диаметр цилиндрической части на 0,02 мм меньше номинального диаметра отверстия шестерни и толщину эвольвентных зубьев по дуге делительной окружности на 0,01 мм меньше номинальной ширины шлицев шестерни.

Наличие шлицев замедляет свойственное хонингованию затупление брусков в течение обработки одной детали и позволяет до прекращения процесса снимать больший припуск. В связи с этим хонингование вместо шлифования шлицевого отверстия можно применять и при деформациях, значительно больших рассмотренных (рис. 2, 3). На рис. 5 показана кривая 1 распределения значений максимальной погрешности формы шлицевого отверстия диаметром 47 мм и длиной 50 мм в шестерни из стали 30 ХГТ после цементации на глубину 0,9—1,2 мм и закалки с отпуском для обеспечения твердости RC 56—62. В данном случае максимальная погрешность формы отверстия находится в пределах 0,07—0,19 мм при среднем значении 0,12 мм. После хонингования в течение 20 сек максимальная погрешность формы автоматически уменьшается до 3—18 мк, а в среднем до 12 мк (кривая 2). Однако и при наличии шлицев производительность хонингования па-

дает не пропорционально увеличению припуска на хонингование, а значительно быстрее, что существенно снижает эффективность хонингования.

Более важным недостатком является то, что с увеличением деформаций отверстия снижается качество шестерен, поскольку эти деформации свидетельствуют и об ухудшении геометрических параметров зубчатого венца шестерни.

Поэтому необходимо стремиться к уменьшению деформаций шестерен при термообработке. Существует мнение, что основным препятствием для работы в этом направлении является большое колебание свойств металла заготовок в различных плавках. Проведенное наблюдение за деформациями шестерен, изготовленных из заготовок одной и той же плавки (сталь

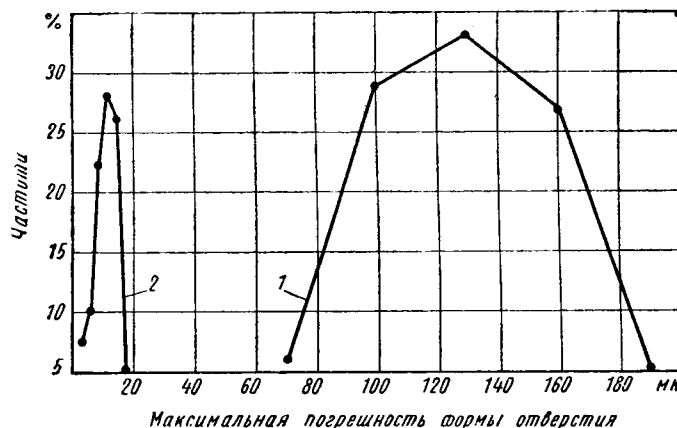


Рис. 5. Исправление хонингованием больших погрешностей формы.

35Х селект), дает основание считать, что многое зависит от самого процесса термической обработки. Так, например, при цианировании на одну и ту же глубину партии шестерен, прошедшие термическую обработку в разное время, имели разные величины деформаций и формы. При цианировании и закалке шестерен стопкой по 5 шт. наблюдались большие деформации, чем при цианировании и закалке шестерен, подвешенных на крючки по 1 шт. (при горизонтальном положении оси отверстия).

Очевидно, что при достаточно глубоком изучении причин, вызывающих деформации при термообработке, можно будет уменьшить эти деформации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стахеев Д. Д. «Станки и инструмент», 1955, № 3.
2. Горaeцкий Н. И. «Автомобильная промышленность», 1961, № 6.
3. Особенности хонингования отверстий и использование его взамен шлифования; ЦИТЭИН, вып. 29, 1961.
4. Горaeцкий Н. И. «Вестник машиностроения», 1960, № 11.
5. Горaeцкий Н. И. «Станки и инструмент», 1962, № 3.
6. Обработка металлов резанием, вып. 33, ГОСИНТИ, 1962.



Утонение стенок цилиндрических стаканов методом ротационного выдавливания

Г. С. РАКОШИЦ

Московский автозавод имени Лихачева

В ПОСЛЕДНЕЕ время применяется новый метод обработки металлов давлением — метод ротационного выдавливания. Сущность процесса заключается в том, что пластическая деформация локализована на небольшом участке обрабатываемой заготовки. Непрерывное перемещение зоны деформации позволяет выполнять формообразование детали последовательно по частям, что значительно уменьшает деформирующее усилие и позволяет снизить мощность оборудования.

Этим методом изготавливают полые детали цилиндрической, конической и других форм путем утонения стенок предварительно вытянутых или выдавленных заготовок, поковок, свернутых и сваренных труб и т. д.

Центральной лабораторией обработки металлов давлением Московского автозавода имени Лихачева проведены экспериментальные работы по утонению стенок стаканов, полученных вытяжкой и выдавливанием.

Заготовки обрабатывались как с предварительным рекристаллизационным отжигом, так и без него.

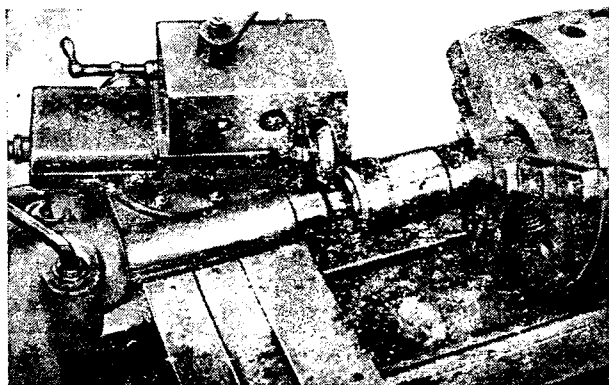


Рис. 1

Выдавливание осуществлялось на токарном станке ДИП-300 (рис. 1). Заготовки-стаканы диаметром 108,5 мм толщиной стенок 2,5 мм изготавливались из стали 08.

В процессе экспериментальных работ опробованы следующие режимы обработки: число оборотов шпинделя от 96 до максимально допускаемых станком 480 в минуту, продольная подача в интервале от 0,15 до 1 мм/об.

При глубине давления 0,6 мм и 480 об/мин шпинделя оптимальной оказалась подача 0,5 мм/об. При подаче 1 мм/об. 380 об/мин шпинделя и глубине давления 0,6 мм стакан был обработан на длине 35 мм, после чего станок остановился, так как не хватило мощности двигателя (обрабатывалась неотожженная заготовка).

На рис. 2 показана деталь, утоненная за три прохода. Толщина дна стакана (участок 4) — 2,5 мм. Толщина стенки после первого прохода (участок 1) — 1,86 мм, после второго прохода (участок 2) — 0,8 мм, после третьего (участок 3) — 0,42 мм.

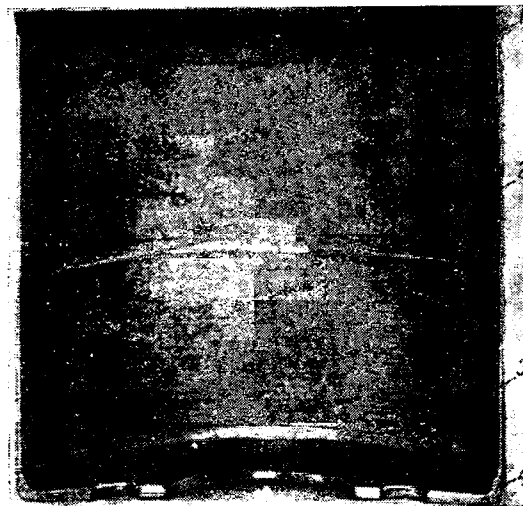


Рис. 2

Этот образец обрабатывался вообще без термообработки и чистота внутренней и наружной поверхностей деталей зависит от чистоты оправки, конструкции роликов, а также от режима обработки.

Значительным преимуществом деталей, изготовленных этим методом, кроме экономии металла, является резкое повышение их прочности, происходящее в результате улучшения физических свойств металла при ротационном выдавливании.

Если твердость заготовки до утонения составляла *RB* 40, то уже после первого прохода твердость была *RB* 72—73 (участок 1 рис. 2), а после третьего прохода *RB* 78—80 (участок 3 рис. 2).

Несмотря на то, что детали испытывают высокое давление, микроанализы не обнаружили нарушения кристаллической структуры.

Толщина стенки и внутренний диаметр детали выдерживаются в пределах $\pm 0,05$ мм.

Применение этого метода даст возможность изготавливать детали современных экономичных конструкций.

ИНФОРМАЦИЯ

МОСТОВЫЕ КРАНЫ-ШТАБЕЛЕРЫ

НА УЛЬЯНОВСКОМ автозаводе комплексно механизированы склады металлособа и отдела внешней кооперации (рис. 1). Здесь применены серийные автопогрузчики 1, канатные вагонетки 2 с механическим приводом 3, кран-балки 4, мостовые краны-штабелеры 5 с механическим приводом вертикальной рамы. Эксплуатация кранов-штабелеров показала большие преимущества их перед обычными мостовыми

кранами общего назначения. Склад, оборудованный многоярусными стеллажами, становится более емким, и при обслуживании мостовым краном-штабелером исключается захламенность и загроможденность его.

Штабелирование возможно при наличии специального крана-штабелера, приобретение которого связано с большими затратами. В складах, где имеются мостовые краны общего назначения, эти

затраты будут намного снижены, если применить разработанную на Ульяновском заводе конструкцию подвешенного штабелирующего устройства к мостовому крану общего назначения. Подвешенное штабелирующее устройство позволяет в короткое время без переделок превратить обычный мостовой кран общего назначения, выпускаемый Челябинским машиностроительным заводом, в кран-штабелер.

При подвешивании к мостовому крану штабелирующего устройства кран управляется из кабины, укрепленной на вертикальной поворотной раме, и крановщик обходится без зацепщика, т. е. высвобождается один рабочий.

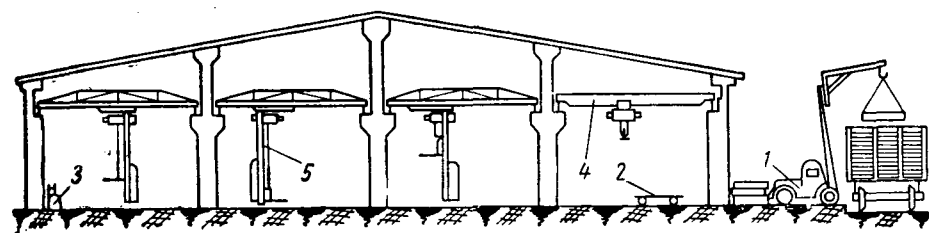


Рис. 1. Схема механизации складов металлоснаб и отдела внешней кооперации Ульяновского автозавода.

Все механизмы мостового крана остаются на своих местах и используются по своему прямому назначению, приводя в движение грузовой орган, выполненный в виде вилок. Продольное движение моста, поперечное движение мостовой тележки и вертикальное движение грузового крюка используются в штабелирующем устройстве. Переоборудованный кран может дополнительно совершать следующие движения:

- 1) принудительный механический поворот вертикальной телескопической рамы вокруг вертикальной оси крюка;
- 2) плавное горизонтальное движение грузовых вилок в ячейке стеллажей.

Последнее движение позволяет досылать вилки с грузом в зоны, недоступные для мостового крана, чем увеличивается полезная зона, обслуживаемая ранее мостовым краном. В штабелирующем устройстве применена телескопическая вертикальная поворотная рама. Это позволяет переносить грузы через препятствия высотой до 2 м. Таким образом, груз может быть перенесен через борт автомобиля и уложен в любой точке кузова или вынут из кузова и вынесен через борт автомобиля, находящегося в зоне обслуживания мостового крана.

Подвесное штабелирующее устройство имеет следующую конструкцию. Под фермы 1 (рис. 2) мостового крана скобами 2 прикреплены двутавровые балки 3. К балкам на катках подвешена дополнительная тележка 4, скрепленная с тележкой мостового крана. На тележке 4 установлен механизм принудительного поворота кольца, встроенного на катках в раму тележки 4. Через кольцо свободно проходят тросы с барабана

верхней тележки к крюку. К кольцу прикреплена вертикальная телескопическая рама 5. На высоте 2 м от пола к раме прикреплена кабина 6, из которой крановщик управляет всеми механизмами. Такое размещение кабины позволяет

хорошо наблюдать за движением грузовых вилок при укладке грузов в ячейки стеллажей и вынимании их в узких межстеллажных проездах.

Кабина мостового крана сохраняется, в ней остаются пусковые приборы продольного, поперечного и подъемного движений, приводимые в действие электрическими сигналами, подаваемыми из кабины пусковыми приборами штабелирующего подвешного устройства.

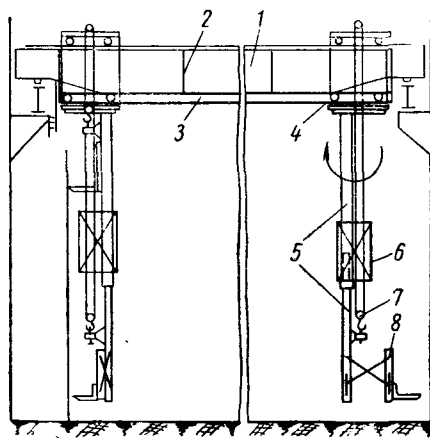


Рис. 2. Подвесное штабелирующее устройство.

Внутренняя выдвижная часть вертикальной телескопической рамы подвешена через рым на крюке 7 мостового крана. На этой части телескопической рамы закреплена грузовая каретка 8 с вилчатым захватом (рис. 3). Грузовая каретка соединена с внутренней рамой через

систему из двух пар двуплечих рычагов, шарнирно соединенных в центре. Верхние концы этих рычагов шарнирно закреплены: один в раме, второй в каретке. Нижние концы рычагов снабжены роликами для передвижения по пазам рамы и каретки. Механизм плавного горизонтального досылания грузовых вилок приводится в движение фланцевым электродвигателем 1. Через пару цилиндрических шестерен 2, заключенных в масляную ванну, передается вращение винту 3, по которому вертикально перемещается гайка 4. Гайка встроена в ось нижних концов рычагов 5, движение которых по пазам приводит к разворачиванию или свертыванию кулисного механизма, чем обеспечивается движение вилок 6 вперед от рамы или обратно к раме.

При постоянных числах оборотов электродвигателя скорость грузовой каретки с вилками неодинакова. Чем дальше уходит каретка от рамы, тем скорость ниже. Таким образом, укладка груза в стеллажи досылающим механизмом происходит плавно, в конце досылания можно с большой точностью уложить груз на место. Экономический расчет показывает, что даже замена имеющегося в прессовом цехе многоярусного склада штампков, обслуживаемого обычным мостовым краном, стеллажным многоярусным

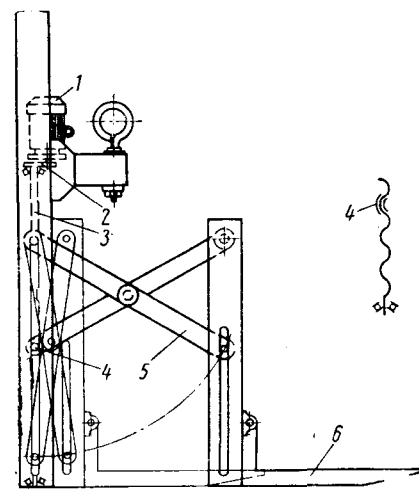


Рис. 3. Грузовая каретка с вилчатым захватом.

складом, обслуживаемым тем же краном с подвешенным к нему штабелирующим устройством, даст 8645 руб. годовой экономии.

И. П. УТКИН

Ульяновский автозавод

ГИДРОПРЕСС ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ИЗ КАПРОНА

НА МИНСКОМ автозаводе был спроектирован гидропресс для изготовления деталей из расплавленного капрона. В настоящее время гидропресс изготовлен и работает в ЦЗЛ. Ниже приведена техническая характеристика гидропресса.

Рабочее давление в цилиндре на расплавленный капрон в кг/см^2	300
Внутренний диаметр цилиндра в мм	60
Вес расплавленного капрона в цилиндре в г	500
Время движения штока в сек	14

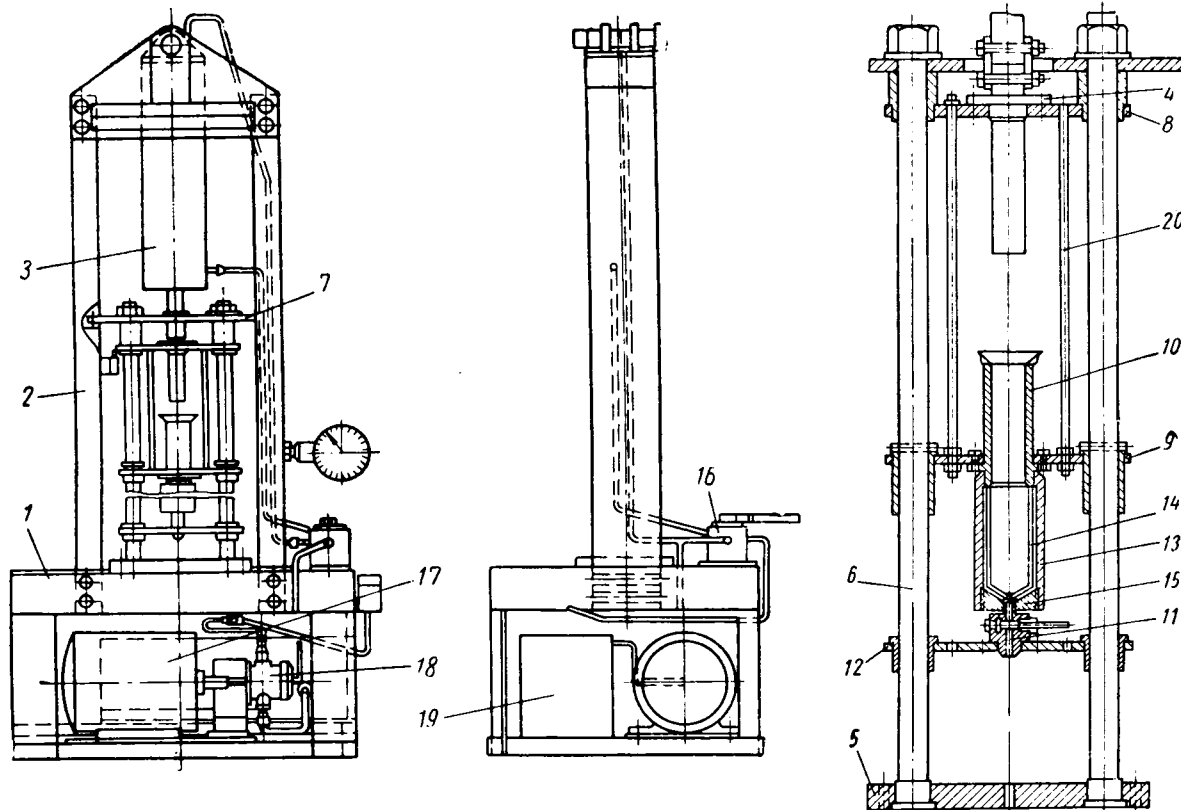
К основанию 1 (см. рисунок) болтами прикреплены два вертикально установленных швеллера 2. Сверху швеллеры со-

поршень 4, связанный со штоком гидроцилиндра. Верхняя плита тягами связана со средней плитой 9. В средней плите закреплен болтами рабочий цилиндр 10. Нижняя часть цилиндра (тигель) через выпускной кран 11 закреплена в нижней плите 12.

Рабочий цилиндр состоит из двух частей — верхней и нижней. Верхняя часть — цилиндр 10 — служит для приема капронового сырья. Нижняя часть является рабочей. Она состоит из кожу-ха тигеля 13 и тигеля 14, пробки кожу-ха 15 и выпускного крана 11.

На кожухе тигеля монтируется электрический нагреватель. На опорной плите 5 устанавливается пресс-форма. На

кете. Включается электродвигатель, который приводит в движение масляный насос. Поворотом рукоятки крана 16 в нужное положение включается гидроцилиндр. Шток гидроцилиндра, связанный с поршнем, давит на капроновое сырье, направляя его в тигель 14. В тигеле при определенной температуре капрон плавится. Расплавленный капрон через выпускной кран под нужным давлением заполняет пресс-форму. После определенной выдержки выпускной кран перекрывается. При повороте ручки крана в позицию «Обратный ход» поршень, связанный со штоком гидроцилиндра, поднимаясь вверх, выходит из рабочего цилиндра. После выхода поршня из ци-



единены двумя щеками при помощи болтов. На пальце, пропущенном через щеки, подвешен гидроцилиндр 3. Шток гидроцилиндра связан соединительной тулкой с поршнем 4 рабочего цилиндра.

К столу болтами прикреплена плита 5. Через плиту пропущены две направляющие 6. Направляющие вверх закреплены в плите при помощи гаек. Плита 7 прикреплена болтами к двум швеллерам. По направляющим при помощи втулок движутся три плиты. К верхней плите 8 болтами прикреплен

столу установлен трехпозиционный кран 16. Под столом установлен электродвигатель 17 мощностью 4,5 кВт с числом оборотов вала 950 в минуту. Электродвигатель связан с лопастным масляным насосом 18. Рядом установлен масляный бак 19. Трехпозиционный кран связан трубопроводом с верхней и нижней полостью гидроцилиндра, а также с масляным насосом и масляным баком.

Гидропресс работает следующим образом. В рабочий цилиндр 10 загружается капроновая вата тампонами или в бри-

линдра на определенную высоту начинается движение рабочего цилиндра вверх при помощи тяг 20. Пресс-форма освобождается и на ее место ставится следующая. Рабочий цикл повторяется. Снятая пресс-форма подготавливается к работе. На данном прессе на Минском автозаводе изготавливается целый ряд деталей для автомобилей из капроновых отходов.

П. В. ХРУЦКИЙ
Минский автозавод

КОНСЕРВАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ ЛЕТУЧИМИ ИНГИБИТОРАМИ

На Ульяновском автозаводе внедрен метод консервации запасных частей летучими ингибиторами по технологии, предложенной Челябинским тракторным заводом. Для консервации запасных частей был принят летучий фосфатный ингибитор, водным раствором которого пропитывалась оберточная бумага (ГОСТ 8273-57) марки А.

Перед внедрением нового метода в массовое производство были проведены опытные работы в лабораторных и цеховых условиях с целью проверки надежности этого метода на автомобильных деталях.

Технология консервации при проведении испытаний была следующей:

1) промывка деталей в моечной машине № 1 водным раствором, содержащим 5—5,5% кальцинированной соды;

2) промывка в моечной машине № 2 водным раствором, содержащим 2—2,5% кальцинированной соды; температура подогрева растворов 80—90°;

3) обдувка деталей чистым сжатым воздухом;

4) обертывание деталей в один слой оберточной бумагой, пропитанной фосфатным ингибитором;

5) упаковка деталей в плотные деревянные ящики, выложенные битуминированной бумагой.

Такие же детали одновременно консервировались по такой же технологии, но в моечной машине № 2 был принят иной раствор: 2—2,5% кальцинированной соды; 2,5—3% нитрита натрия; остальное — вода.

Законсервированные детали хранились в деревянных ящиках на открытой эстакаде в течение 5 мес. (зимние и весенние месяцы).

Через месяц при осмотре обнаружилось, что стальные и чугунные детали, промытые как раствором, содержащим нитрит натрия, так и раствором, содержащим только кальцинированную соду, коррозии не подвергались. При дальнейших осмотрах, которые проводились через месяц, коррозии на деталях не обнаруживалось.

Детали или части деталей из меди и ее сплавов, промытые в растворе, содержащем нитрит натрия, через месяц покрылись коррозией — «позеленели». На таких же деталях, промытых только растворами, содержащими кальцинированную соду, коррозии не оказалось.

При последующих осмотрах обнаружилось, что коррозия на деталях из меди и ее сплавов, промытых растворами, содержащими нитрит натрия, продолжала медленно развиваться, а детали, промытые растворами, содержащими только кальцинированную соду, не ржавели.

Поэтому принято решение применять при консервации деталей фосфатным ингибитором промывочные растворы, не содержащие нитрита натрия.

Для моечной машины № 1 принят водный раствор, содержащий 5—5,5% кальцинированной соды, остальное вода, а для моечной машины № 2 раствор, содержащий 2—2,5% кальцинированной соды. Температура подогрева растворов 50—60°.

Растворы этих концентраций употреблялись на заводе для промывки сталь-

ных деталей и деталей из цветных металлов перед консервацией смазками.

В настоящее время на заводе принята следующая технология консервации запасных частей, состоящая из стальных чистообработанных деталей:

1) промывка в моечной машине № 1 с применением указанных растворов;

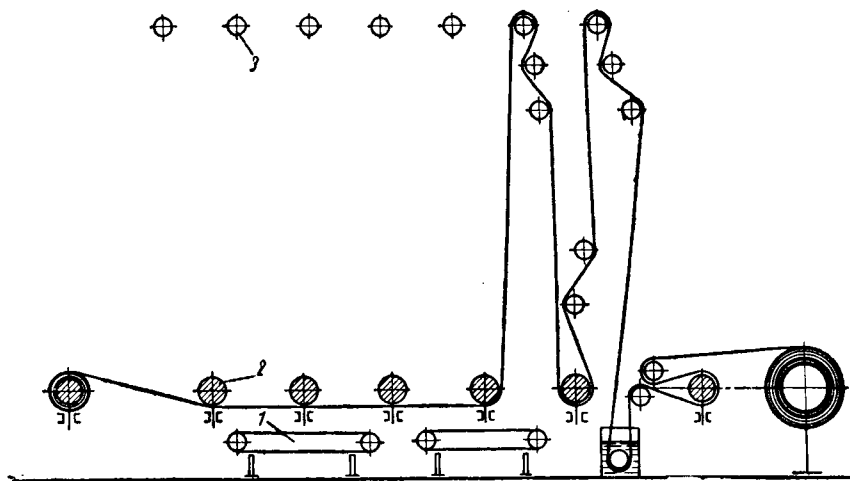
2) промывка в моечной машине № 2;

3) сушка деталей чистым сжатым воздухом;

4) упаковка деталей в один слой оберточной бумаги, пропитанной раствором фосфатного ингибитора;

5) упаковка в глухие ящики, выстланные битуминированной бумагой.

Детали весом 1—3 кг в ингибиторную бумагу не обертываются, а укладываются



в ящик, выстланный битуминированной, а затем ингибированной бумагой. Каждый ряд деталей (по высоте) отделяется листом ингибированной бумаги.

Детали меньших размеров весом 0,5—1 кг обертываются в ингибированную бумагу по 2—4 шт. и укладываются в ящик, выстланный битуминированной бумагой.

Детали из меди и ее сплавов смазываются техническим вазелином. Мелкие стальные детали, имеющие части из меди и ее сплавов, технологичнее консервировать смазками.

Детали, промасленные после термической обработки или металлопокрытия, в цехе консервации не промываются, а заворачиваются в ингибированную бумагу сразу же после поступления в цех.

Консервация чугунных деталей, имеющих необработанные или окрашенные поверхности, производится в следующем порядке:

1) протирка обработанных поверхностей салфеткой, смоченной в уайт-спирите;

2) протирка этих же поверхностей сухой салфеткой или осушивание сжатым воздухом;

3) упаковка в ящики, выстланные битуминированной и ингибированной бумагой.

Этим методом могут подвергаться консервации любые детали (по весу и конфигурации).

Для приготовления бумаги, пропитанной фосфатным ингибитором, на заводе была изготовлена установка, в основу которой взята машина, разработанная на Челябинском тракторном заводе.

В установке, изготовленной на Ульяновском автозаводе, предусмотрена возможность пропитывания бумаги шириной до 1200 мм (см. рисунок).

Габаритные размеры этой установки 3800×2600×3100 мм, скорость движения бумаги 1,03 м/мин, производительность 74 м²/ч.

Сушка бумаги осуществляется теплым воздухом от двух паровых регистров 1, расположенных под ведущими валиками машины, установленными на полу. Температура воздуха в зоне сушки +35°.

К последнему, съемному, валику установки бумага поступает подсушенной до 10—12% абсолютной влажности. Затем бумага направляется сразу же в работу или хранится в деревянном ящике с крышкой не более 2—3 дней.

Раствор для пропитывания бумаги готовится в запасной емкости, находящейся выше уровня бачка машины для пропитывания. Для приготовления 100 л раствора берется 85 л воды, 8,1—85 кг нитрита натрия (ГОСТ 6194-52), 5,3 кг технического диаммонийфосфата (ТУ 1067-43), 0,8—1,0 кг кальцинированной соды (ГОСТ 5100-49).

Сначала заправляется в бачок с подогретой водой кальцинированная сода, затем небольшими порциями нитрит натрия и после его растворения — диаммонийфосфат. После полного растворения всех химикатов из верхнего бачка берется проба для определения концентрации раствора. Общая концентрация раствора для пропитывания бумаги, применяемой для консервации стальных и чугунных деталей, а также деталей из цветных сплавов должна быть не ниже 15%.

В процессе работы бумага заправляется на пропиточной машине через ведущие 2 и ведомые 3 валики. Затем бумага пропускается под нижними ведущими валиками и закрепляется на последнем — съемном. В бумаге, просушенной на воздухе, содержится 12—15 г/м ингибитора.

Метод консервации деталей летучими ингибиторами очень прост и экономичен. Экономия, полученная заводом в 1961 г. от внедрения нового метода, составляет 33 тыс. руб.

Метод консервации летучими ингибиторами также экономически выгоднее консервации смазками при отправке

деталей по межзаводской кооперации. В этом случае с момента изготовления детали до пуска ее в производство проходит 1,5—2 мес. и больше, что требует консервации и расконсервации деталей. При консервации летучими ингибиторами расконсервации не требуется.

В настоящее время завод приступил к консервации ингибированной бумагой деталей, поставляемых на экспорт в страны с умеренным климатом.

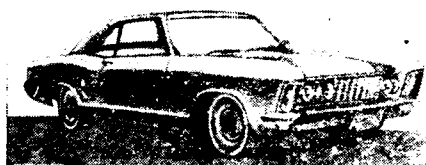
Г. В. БЫСТОВА

Ульяновский автозавод

ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ НА ПАРИЖСКОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ВЫСТАВКЕ 1962 Г.¹

АВТОМОБИЛЬНАЯ промышленность США была представлена на выставке двумя крупнейшими компаниями Крайслер и Дженерал Моторс.

Характерной особенностью большинства американских фирм является выпуск значительного количества разнообразных моделей автомобилей. Так, компания Крайслер выпускает в шести сериях 97 моделей. В 1963 г. Крайслер вводит новую серию Дарт. Автомобили этой серии заменят в производстве модели серии Додж Лансер и, обладая большей длиной, заполнят разрыв между



«малогобаритными» автомобилями и автомобилями среднего класса. Автомобили Дарт имеют базу 2826 мм и снабжены рядными шестицилиндровыми двигателями с вертикальным (литраж 3,8 л) или наклонным (литраж 2,8 л) расположением цилиндров.

В линиях кузовов вычурный стиль последних лет заменяется более плавными и мягкими формами.

Автомобили серии Додж и Вэлиент несколько увеличивают длину. У моделей компании Дженерал Моторс изменен в основном только кузов и лишь у модели Понтиак Темпест установлена новая задняя подвеска и увеличено межколесное расстояние. Вновь вводятся модели Бьюик Ривьера (см. рисунок) и Шевроле Корвет Стинг Рэй.

Бьюик Ривьера имеет V-образный восьмицилиндровый двигатель литражом 6,57 со степенью сжатия 10,25, развивающий мощность 325 л. с. при 4400 об/мин. Передние и задние сиденья выполнены раздельными. На кожане пола между передними сиденьями установлен селектор для управления автоматической транс-

миссией Турбэйн-Драйв. Для удобства управления автомобилем рулевое колесо вместе с верхней частью рулевой колонки может наклоняться и с помощью специального рычага устанавливаться в три положения. Автомобиль имеет четырехфарное освещение и снабжен указателями поворотов. Шевроле Корвет Стинг Рэй имеет пластмассовый кузов, новую независимую заднюю подвеску, улучшающую «держание» дороги, и более легкое рулевое управление.

На выставке была широко представлена продукция европейских фирм, среди которых значительное место занимали французские фирмы.

Фирма Рено демонстрировала модель Р4, мощность двигателя которого увеличена с 26 до 32 л. с., что обеспечило автомобилю максимальную скорость 109 км/ч. Пуск двигателя осуществляется стартером с электромагнитным приводом. Раздельные передние сиденья автомобиля имеют регулировку по длине, а задние сиденья могут быть убраны, обеспечивая увеличение грузового отсека.

Недавно фирма приступила к разработке автоматической трансмиссии для малолитражных автомобилей. Трансмиссия снабжена порошковой электромагнитной муфтой и по схеме напоминает трансмиссию Изи-Драйв, отличается от последней методом избирания передач и управлением. Трансмиссия управляется с помощью пятикнопочного селектора, установленного в кабине под щитком приборов. Передачи включаются с помощью электродвигателя.

Фирма Ситроен выставила модели ДС-19 и ИД-19 с обтекаемой формой передней части кузова, увеличивающей максимальную скорость автомобиля на 10 км/ч. На модели 2СВ запасное колесо перенесено на стенку отсека для двигателя, а на щитке приборов добавлен указатель уровня топлива.

Фирма Пежо демонстрировала модель 404 с двухдверным кузовом-купе производства итальянской фирмы Пининфарина. В переднюю подвеску автомобиля введен стабилизатор.

Фирма Пежо единственная в Европе, кроме Мерседес-Бенц, выпускающая к автомобилю в качестве дополнительного оборудования аппаратуру для впрыска

топлива. Эта аппаратура изготавливается фирмой Кугельфишер (ФРГ).

Фирма «Симка» с 1963 г. будет выпускать модификацию модели 1000 с кузовом-купе. Эта модель оборудована дисковыми тормозами Локхид-Бендикс на всех колесах, максимальная скорость ее 139 км/ч.

Модели Тайгер и Пл-17 фирмы Панар в 1963 г. имеют полностью синхронизированную коробку передач, тормоза увеличенной размерности, раздельные передние сиденья с наклонной спинкой и багажник увеличенной емкости, полученный благодаря перемещению запасного колеса и инструментального ящика в отсек для двигателя.

На шасси автомобиля Ситроен ИД-19 (ДС-19) фирма Боссье устанавливает кузов-купе. Эта модель, названная ЖТ-19, снабжена двигателем с двумя двухкамерными карбюраторами «Солекс», развивающим мощность 105 л. с. Максимальная скорость автомобиля 173 км/ч.

Впервые участвующая на выставке фирма Виллис-Оверленд (Бразилия) экспонировала модель Аэро-Виллис-2600. Этот автомобиль с четырехдверным кузовом снабжен шестицилиндровым двигателем литражом 2,64 л с верхними впускными и боковыми выпускными клапанами. Коробка передач трехступенчатая, механическая. Эта же фирма выпускает по лицензии с небольшими изменениями французский автомобиль Рено Дофин.

Фирмой Неккар на шасси автомобиля Фиат-1500 устанавливается спортивное купе Мистраль 1500 ТС с двигателем мощностью 94 л. с. при 6200 об/мин. На всех колесах применены дисковые тормоза Гирлинг.

Английскими фирмами Бентлей и Роллс-Ройс были представлены три модели автомобилей высшего класса. Фирма Бентлей экспонировала кабриолет Парк Вард, а фирма Роллс-Ройс — модели Муллинер и Фантом-5. Все модели имеют четырехфарное освещение, у автомобиля Фантом-5 традиционная плоская облицовка радиатора.

Ю. В. НАУМОВ



¹ «Autocar», 12 октября 1962 г., т. 117, № 3478.

Н. А. Бухарин, В. К. Голяк. **Испытание автомобиля с использованием электрических методов измерения**, Машгиз, 1962.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ методы измерения в настоящее время широко применяются при испытании автомобилей. Поэтому инженерно-технические работники автомобильной промышленности и автомобильного транспорта с большим интересом встретили появление второго, переработанного и дополненного издания рецензируемой книги.

Глава I «Виды испытаний. Требования к аппаратуре» и глава II «Общие сведения об электроизмерительной аппаратуре для измерения неэлектрических величин» являются вводными главами к основному содержанию книги. В них читатель знакомится с классификацией испытаний, основными величинами, измеряемыми при испытаниях, и требованиями, предъявляемыми к измерительной аппаратуре, а также с основными видами преобразователей неэлектрических величин в электрические. В них же описаны измерительные цепи регистрирующих приборов, отметчиков времени и источников питания, применяемых при испытании автомобилей.

В главе III рассматриваются приборы и аппаратура, применяемые при измерении пути, линейной и угловой скорости и ускорения. Дается описание приборов, хорошо зарекомендовавших себя при испытании автомобилей в различных условиях. Ценным является всесторонний анализ различных приборов, их преимуществ и недостатков, методов тарировки, а также их погрешностей.

В электрических схемах многих рассматриваемых приборов применяются емкости и индуктивности, предназначенные для фильтрации электрического тока, подаваемого на шлейфы осциллографов. К сожалению, в этой главе нет анализа влияния параметров электрических фильтров на точность измерений и характера записи явлений и не даются рекомендации по подбору оптимальных величин емкостей и индуктивностей.

При описании приборов для измерения ускорений не подчеркнута важность подбора собственной частоты прибора для того или иного вида испытаний автомобиля.

Глава IV содержит описание методов и аппаратуры для определения тяговых свойств и топливной экономичности автомобилей. Особенно важным в этой главе является раздел, в котором описаны конструкции и принципы работы приборов для измерения крутящего момента и мощности на карданных валах и полуосях автомобиля.

Значительный интерес представляет анализ погрешности масштабного коэффициента, что позволяет оценить точность результатов измерений.

Глава V посвящена определению тормозных свойств, управляемости и плавности хода автомобиля. В ней описываются лабораторные установки и приборы, применяемые для определения тормозных усилий, удельных давлений воздуха и жидкости, нагрузок в деталях и узлах рулевого управления, ускорений и т. п. Особый интерес представляет прибор с емкостными преобразователями типа ИР, который позволяет решить ряд вопросов, связанных с измерением нагрузок на отдельные элементы автомобиля.

Вызывает возражение рекомендация авторов измерять нагрузки, действующие на мосты автомобиля, по величине де-

формации рессор, определяемой с помощью реостатного датчика.

Известно, что величина внутреннего трения в листовых рессорах автомобилей достигает значительной величины. Например, для задней подвески автомобиля ЗИЛ-131 она лежит в пределах 800—1000 кг, а для задней подвески автомобиля КраЗ-214 в 1,5—2 раза больше. При таких значениях внутреннего трения измерение нагрузок на мосты по деформации рессор не может обеспечить получения достоверных результатов.

Однако такой способ может быть рекомендован лишь для автомобилей, имеющих сравнительно небольшое трение в элементах подвески.

Глава VI посвящена экспериментальному определению напряжений и нагрузок в деталях и узлах автомобиля.

В ней рассмотрены принципиальные схемы и приведены основные характеристики тензометрической аппаратуры, работающей с проволоочными преобразователями, а также практические рекомендации по ее использованию при испытаниях автомобилей.

В главе также описаны принципы действия режимометра и цикломера НАМИ, применение которых значительно расширяет возможности исследования нагрузочных режимов агрегатов и деталей автомобиля в условиях эксплуатации.

Глава VII содержит описание приборов и оборудования для проведения ходовых испытаний автомобиля.

Весьма ценными являются также приведенные в главе основные методические приемы проведения измерений и обработки результатов измерений при ходовых испытаниях.

Однако раздел, посвященный обработке результатов измерений, можно было значительно расширить за счет описания новых конструкций механических и электрических планиметров (интеграторов).

Рекомендуемый в этой главе способ определения к.п.д. трансмиссии путем измерения крутящего момента двигателя и момента на шести полуосях (для автомобиля типа 6×6) не может обеспечить удовлетворительной точности, вследствие суммирования ошибок, возникающих при измерении сравнительно большого числа величин методом тензометрирования, тогда как погрешность только одного элемента схемы — усилителя — может достигать 3—4%.

В книге умело обобщен опыт самих авторов и других исследователей, использующих электрические измерения в автостроении и в смежных отраслях машиностроения.

Ценность книги снижается из-за отсутствия в ней описаний приборов для испытания автомобилей на устойчивость при повороте, а также раздела, посвященного типовым неисправностям приборов и способам их устранения.

Однако и в таком виде книга является ценным пособием для инженеров и техников экспериментальных цехов заводов, для научных работников, занимающихся испытанием и исследованием автомобилей, а также может быть широко использована в учебных заведениях при подготовке инженеров, специализирующихся в области испытаний автомобилей.

Канд. техн. наук П. В. АКСЕНОВ, Ю. В. ПИРКОВСКИЙ

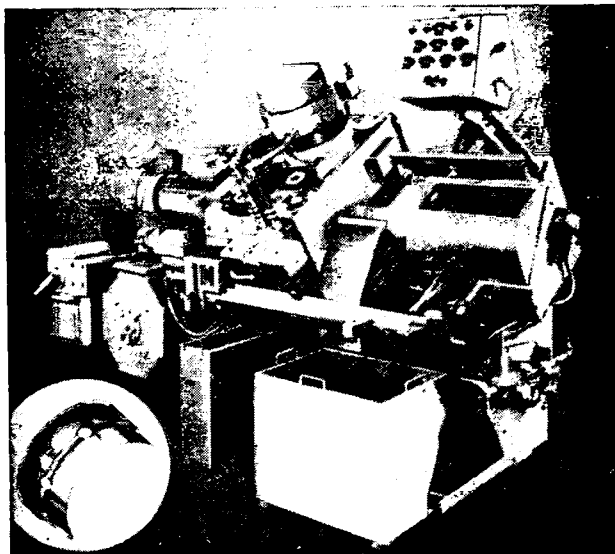
ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ПОДШИПНИКОВ,

ПОСТАВЛЯЕМОЕ КРУПНЕЙШИМ В ЕВРОПЕ ИЗГОТОВИТЕЛЕМ СКОЛЬЗЯЩИХ ПОДШИПНИКОВ

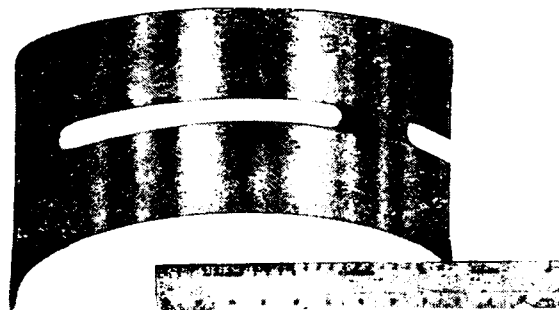
Фирма «Гласир» обладает необходимыми знаниями в области производства скользящих подшипников и является автором разработки многих новых подшипниковых сплавов. Фирма «Гласир» также конструирует и изготавливает оборудование для производства подшипников.

В числе оборудования, поставляемого фирмой, находятся машины для производства баббита, сплава DU, оловянисто-алюминиевого сплава с сетчатой структурой [AS 15], спеченной со свинцовистой бронзой, а также высокопроизводительные машины для изготовления подшипников, изолированных втулок и упорных шайб из этих материалов. Эти машины уже работают по лицензиям фирмы «Гласир» во Франции, Италии, Испании, Японии, Австралии и других странах, в том числе в СССР, Польше и Чехословакии.

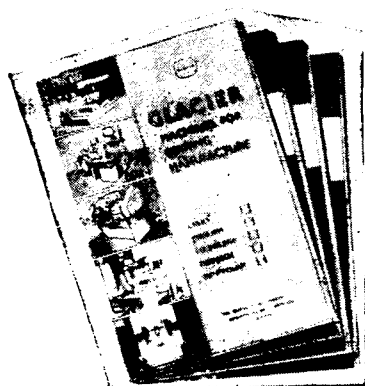
Оборудование может изготавливаться в соответствии со специальными требованиями заказчиков.



Оловянистый алюминий с сетчатой структурой [AS 15] является новым материалом с очень высокой усталостной прочностью. Он особенно пригоден для изготовления тонкостенных подшипников для крупных дизелей. В настоящее время оборудование для производства оловянистого алюминия поставляется через В/О Станкоимпорт в СССР.



Подшипники из сплава DU фирмы «Гласир» не требуют смазки. Они выдерживают высокие и низкие рабочие температуры (от -200° до $+280^{\circ}$ C). Они могут применяться в тех случаях, когда неудобно производить смазку или когда загрязнение жидкими или густыми маслами недопустимо. Сплав DU устойчив по отношению к абразивной среде и может работать в погруженном состоянии.



Проспекты фирмы «Гласир» на русском языке могут высылаться по требованию. Имеются также справочники конструктора издания фирмы «Гласир», в том числе «Справочник конструктора» № 2 (на русском языке), в который включены материалы по сплавам DU и их обработке.

GLACIER

THE GLACIER

METAL COMPANY LIMITED. ALPERTON, WEMBLEY, MIDDLESEX, ENGLAND

Вологодская областная универсальная научная библиотека

Англия
www.booksite.ru