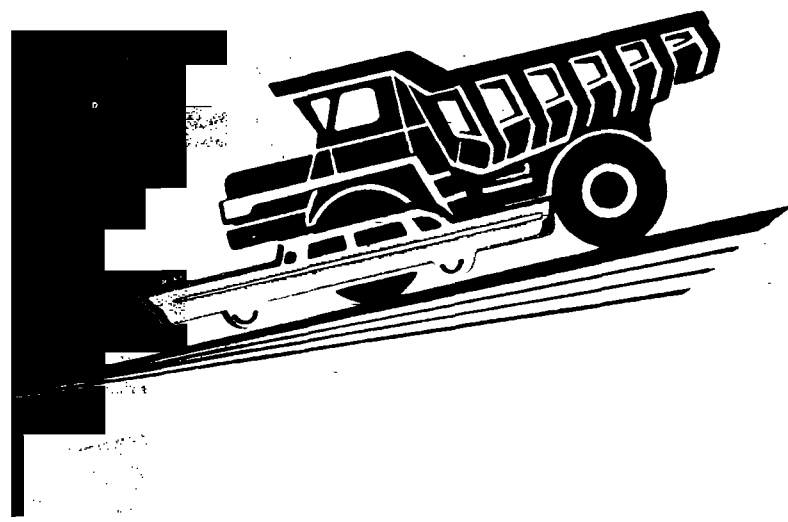


А ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ 1966

3



КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

М. А. Григорьев, Н. Н. Пономарев, Е. И. Шанин — Об износе цилиндров автомобильных двигателей	4
Ю. В. Микулин, М. С. Смирнов — Влияние разжижения загущенного масла МТ-14п дизельным топливом на износ двигателя при пуске	7
Г. М. Вассерман, В. И. Дечев, В. Д. Оляк — Определение размеров воздухозаборных отверстий для подвода воздуха к двигателю	9
А. А. Воронкин, А. С. Цеслинский — Выбор основных размеров роторнопоршневого двигателя	11
К. В. Горбунов — Испытание автомобилей ГАЗ-53 с дизелями	14
Г. А. Малышев — Надежность и проблема ремонта автомобилей	17
А. М. Горелник, И. Г. Зацерковный — Некоторые особенности колебаний короткобазных автобусов ЛАЗ	20
Н. Д. Мазалов, С. М. Трусов, З. Л. Сироткин, А. В. Зотов — О выборе параметров унифицированных гидротрансформаторов для семейства автомобилей БелАЗ	25
В. В. Осепчугов — Основные требования к компоновке городских автобусов большой вместимости	28
К. А. Вернер, В. М. Доронин, А. Ф. Буйнов, П. Э. Сыркин, Н. И. Летчфорд — Хромомарганцовоникелевая сталь с азотом для выпускных клапанов двигателей внутреннего сгорания	31

ТЕХНОЛОГИЯ

А. Н. Ершович, В. Л. Рассудов — Некоторые вопросы унификации шихт литейных цехов серого чугуна	33
М. А. Коткис — Упрочнение автомобильных пружин методом деформационного старения	36
А. М. Кузнецов, И. П. Голосов — Выбор оптимальных режимов алмазного шлифования	38
Н. В. Потекушин — К вопросу об испытании металлов на глубокую вытяжку	40
А. Ш. Мурасов, И. И. Карпилес — Штамп с автоматической подачей	41

ИНФОРМАЦИЯ

В. И. Кнороз, Н. В. Велянко — Тенденции развития широкопрофильных шин	42
В. В. Богдакович, П. Ф. Голубов — Индуктивный датчик для измерения перемещений золотников в жидкостной среде	44
Н. П. Бланков — Устройство для нагрузки на подвесной конвейер штучных грузов	45
Взоров Б. А. — Зарубежные методы термометрии поршней и анализа теплопередачи	45

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

А. Б. Гредескул, Л. И. Коротков, Л. Я. Лагунов, В. Г. Терлецкий — Рецензия на книгу Н. А. Вухарина, В. С. Прозорова, М. М. Шукина «Автомобили. Теория рабочих процессов, теория прочности агрегатов и систем автомобиля». Изд-во «Машиностроение», 1965	48
---	----

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, Н. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, Э. С. Раззат, Д. Д. Стахеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор Р. Ф. Цветкова

Сдано в набор 7/1 1966 г.

Подписано в печать 18/11 1966 г.

Т-00944 Тираж 14.081

Печ. л. 6

Уч.-изд. л. 9,25

Бум. л. 3

Формат 60 × 90/16

Зак. 71

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

3

МАРТ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1966

Год издания XXXII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР

УДК 629.113.002.2

Новое в автомобилестроении и технологии производства

РЕШЕНИЯ сентябрьского Пленума ЦК КПСС 1965 г. об улучшении управления промышленностью создают необходимые условия для успешной организации работ по совершенствованию выпускаемой продукции, развитию мощностей, увеличению выпуска продукции и улучшению технико-экономических показателей работы предприятий.

Пленум ЦК КПСС признал необходимым организовать управление промышленностью по отраслевому принципу, образовав для этой цели отраслевые министерства и сосредоточив в них единое руководство как производственной деятельностью предприятий и объединений, так и всей деятельностью по созданию и внедрению в производство новой техники.

Такая система управления промышленностью в сочетании с правами, предоставляемыми предприятиям, и ответственностью предприятий за выполнение утвержденных показателей позволяет наиболее рационально использовать оборудование и средства, выделяемые на промышленное строительство.

Рентабельность становится одной из главных движущих сил развития промышленного производства. Поэтому министерства и предприятия должны по-новому подходить к решению вопросов капиталовложений, номенклатуры и качества выпускаемой продукции, к требованиям, предъявляемым поставщикам исходных материалов и комплектующих изделий.

XXIII съезд КПСС явится новым этапом в борьбе советского народа за построение коммунизма. Съезд подведет итоги деятельности КПСС за период, прошедший после XXII съезда, наметит перспективы развития страны на предстоящее пятилетие, определит очередные задачи партии и народа в коммунистическом строительстве.

Осуществление разработанных автомобилестроителями планов развития отрасли на предстоящее пятилетие явится большим вкладом в построение материальной базы коммунистического общества. Планом развития автомобильной промышленности на 1966—1970 гг. предусматривается увеличение более, чем в 2 раза выпуска современных автомобилей, автобусов и прицепов.

Предусмотренные на 1966—1970 гг. рост грузооборота и концентрация транспортных работ в крупных автохозяйствах требуют изменения структуры парка грузовых автомобилей. Должны будут повыситься грузоподъемности основных массовых моделей грузовых автомобилей, шире применяться автомобильные поезда с прицепами и полуприцепами, а также развиваться производство малых (развозных) грузовых автомобилей.

Освоение и наращивание производства новых мощных карбюраторных и дизельных двигателей даст возможность повысить грузоподъемность автомобилей и, следовательно, автопарков с высокими тяговыми качествами.

Горьковский автозавод переходит на производство автомобиля ГАЗ-53А грузоподъемностью 4 т. На базе этого автомобиля и автомобиля ЗИЛ-130 грузоподъемностью 5 т будут выпускаться автопоезда грузоподъемностью 7 и 10 т.

Средняя грузоподъемность автомобилей и автопоездов, выпускаемых основной группой заводов (ЗИЛ, ГАЗ, УралЗ и МАЗ), повысится с 4,68 т в 1965 г. до 6,3 т в 1970 г.

Для перевозок мелкопартионных грузов и развозки товаров для торговой сети предусмотрено производство автомобилей-фургонов грузоподъемностью 0,35—1,1 т: «Запорожец ЗМЗ-970», «Москвич-433», УАЗ-451М, а также производство развозного фургона новой модели.

На базе грузовых автомобилей общего назначения будут выпускаться модификации автомобилей для работы в различных дорожных и климатических условиях. На базе шасси основных моделей автомобилей, прицепов и полуприцепов создаются специализированные автомобили-самосвалы и самосвальные автопоезда для перевозок промышленных и сельскохозяйственных грузов. Для перевозок в горнорудной и угольной отраслях промышленности в условиях открытого способа разработки месторождений полезных ископаемых предусмотрены автомобили-самосвалы грузоподъемностью 27, 40 и 65 т, а также самосвальные автопоезда грузоподъемностью 45—110 т.

Для обслуживания пассажиров в больших городах и пригородах Павловский, Курганский, Ликинский и Львовский автобусные заводы готовятся к выпуску автобусов вместимостью 60, 90, 105, 110 и 120 чел. Планируется также производство сочлененных автобусов вместимостью 190 чел. Созданы комфортабельные автобусы для дальних пассажирских перевозок и обслуживания туристов. На некоторых автобусных заводах предусмотрен выпуск автобусов для сельской местности, а также маршрутных такси вместимостью 10 и 28 чел.

Автомобильная промышленность работает также над совершенствованием легковых автомобилей высшего, среднего, малого и особо малого классов. Развитие конструкций этих автомобилей направлено на повышение динамических и топливно-экономических качеств, долговечности и комфортабельности.

В создаваемых новых моделях автомобилей, двигателей, автобусов и прицепов особое внимание уделяется повышению их ремонтоспособности и сокращению трудоемкости технического обслуживания, а также максимальной унификации основных узлов и деталей. Унификация конструкций — один из основных экономических факторов, благодаря которому сокращается номенклатура деталей в основном производстве и производстве запасных частей, создаются условия для увеличения выпуска деталей, специализации производства, автоматизации

процессов обработки, сокращения номенклатуры оборудования и технологической оснастки.

Перестройка управления промышленностью по отраслевому принципу создает для автомобилестроителей благоприятные условия для унификации конструкций и технологических процессов в широком масштабе, увеличения выпуска однородной продукции, улучшения ее качества, повышения технико-экономических показателей производства, повышения производительности труда. Решение этих задач потребует дальнейшей специализации предприятий, оснащения заводов отраслевым новым оборудованием, значительного улучшения системы организации труда и производства, механизации и автоматизации управления производством и совершенствования службы качества на базе внедрения новых высокопроизводительных и стабильных технологических процессов в литейном кузнечно-прессовом, механо-сборочном, кузовном и других производствах.

Перспектива развития технологии литейного производства должна основываться на развитии методов получения заготовок повышенной точности, изготавливаемых литьем в оболочковые формы и по выплавляемым моделям. Выпуск литья этими методами уже в ближайшее пятилетие должен увеличиться в 2—3 раза. Значительные работы предстоит также по расширению области применения литья в постоянные формы. Требуется широкое применение новых процессов, повышающих точность отливок, получаемых в сырых песчаных формах. Наиболее крупным техническим достижением в этой области является разработка метода уплотнения форм прессованием взамен применения в настоящее время встряхивания. К 1970 г. методом прессования намечается получать до 40% отливок.

Необходимо добиться увеличения в автостроении выпуска высокопрочных и перлитных ковких чугунов в целях повышения прочности и износостойкости деталей, работающих в условиях повышенных нагрузок (коленчатые и распределительные валы, шатуны и т. д.).

Литейные цехи заводов автомобильной промышленности должны быть оснащены современными плавильными и землеприготовительными агрегатами, формовочным и стержневым оборудованием, а также средствами автоматизации и механизации основных и вспомогательных процессов.

Технология кузнечного производства должна совершенствоваться главным образом в направлении повышения точности поковок со снижением расхода металла на их производство. Это должно осуществляться путем перевода кузнечных цехов на новые современные методы производства заготовок на механических ковочных прессах и горизонтально-ковочных машинах.

К 1970 г. выпуск поковок на механических ковочных прессах должен составлять 50% от общего выпуска против 12% в 1965 г. Должно быть также расширено изготовление штампов методом горячего выдавливания и поковок шестерен со штампованными зубьями, расширено применение безоблойной штамповки и др. Кроме того, должна значительно увеличиться область применения процесса холодной штамповки, которая в ряде случаев заменит трудоемкие процессы литья, кузнечно-прессовой и механической обработки.

С целью использования резервов повышения производительности труда в этой области необходимо провести значительную работу по автоматизации и механизации основных и вспомогательных операций холодноштампового производства.

Широкое развитие должен получить также процесс холодного выдавливания вместо механической обработки. Установлено, что данным методом целесообразно изготавливать на заводах автомобильной промышленности более 600 наименований деталей. Это уменьшит трудоемкость, повысит производительность труда и даст более 20 тыс. т годовой экономии производства.

Развитие технологии должно основываться на широком внедрении новых технологических процессов обработки: упрочняющей технологии и размерно-чистой обработки пластическим деформированием, накатывания зубьев и штамповки шестерен с зубом, абразивного шевингования, применения новых твердых сплавов, быстрорежущих сталей и технических алмазов, механизации и автоматизации процессов механической обработки, сборки и испытания автомобилей. Значительное развитие и усовершенствование должны получить также процессы термической и химико-термической обработки, процессы сварочного производства, антикоррозионных и декоративных покрытий и др.

В решениях сентябрьского Пленума ЦК КПСС большое внимание уделено вопросу ускорения темпов технического прогресса

в СССР. Отмечено, что существовавшая в последние годы система управления промышленностью по территориальному принципу до известной степени сдерживала темпы технического прогресса. Производственно-технические связи научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций с заводами были нарушены, а руководство научными учреждениями и промышленностью разобщено. Промышленные предприятия, в частности заводы автомобильной промышленности, не были материально заинтересованы в быстрейшем использовании достижений науки и техники.

Так, например, разработанный НИИАвтопромом автоматический технологический процесс литья по выплавляемым моделям с комплектом технологического оборудования внедрен только на Горьковском автозаводе и внедряется на Московском автозаводе им. Лихачева. Однако необходимо было создать еще шесть таких автоматических производств и на других заводах отрасли. Автоматическая линия для изготовления средних форм методом прессования под высоким давлением внедрена также только на Горьковском автозаводе, несмотря на то, что многие автозаводы нуждаются в таких линиях. Производство литых коленчатых валов из заготовок, отлитых в оболочковые формы, организовано пока только на Горьковском автозаводе для автомобилей «Волга» и ГАЗ-53. Однако этот прогрессивный технологический процесс технически и экономически целесообразно применять для изготовления коленчатых валов автомобилей многих других моделей.

Прогрессивные технологические процессы кузнечной обработки, например штамповка методом истечения, внедрены только на отдельных автозаводах. Объем их производства 25 тыс. т в год при целесообразном объеме внедрения на ближайший период более 80 тыс. т. Объем безоблойной горячей штамповки шестерен и других деталей можно увеличить с 5 до 20 тыс. т в год, а горячей штамповки шестерен с зубьями с 2 тыс. т до 42 тыс. т.

Технологический процесс, оборудование и оснастка для профилирования заготовок перед горячей штамповкой внедрены на Московском автозаводе им. Лихачева, Горьковском автозаводе, Павловском автобусном заводе, Ярославском моторном заводе и Челябинском кузнечно-прессовом заводе в объеме 9,8 тыс. т при возможном объеме не менее 74 тыс. т в год.

Перечень важнейших работ, не нашедших пока широкого применения в автомобилестроении, можно было бы продолжить. Так, например, более 100 работ, разработанных и опробованных НИИАвтопромом в содружестве с передовыми предприятиями, внедрены не в полном объеме потребностей заводов автомобильной и других отраслей промышленности.

Ускорение темпов технического прогресса в автомобилестроении настоятельно требует широкого внедрения в производство достижений науки и техники, и в основном, законченных и опробованных в производстве новых прогрессивных технологических процессов.

НИИАвтопром как головная организация в области технологии и организации автомобильного производства должен быть превращен в ближайшее время в еще более мощную технологическую организацию.

В решении сентябрьского Пленума ЦК КПСС подчеркивается, что увеличение отдачи капитальных вложений и основных производственных фондов является одним из главных резервов нашей промышленности.

В характере и структуре основных фондов автомобильной промышленности произошли большие прогрессивные изменения. В 1964 г. энерговооруженность труда рабочих повысилась по сравнению с 1960 г. на 20%, внедрено большое число высокопроизводительного оборудования, автоматов, автоматических линий и новых совершенных технологических процессов. Главными сдерживающими факторами в этом отношении являются недостаточный рост выпуска основной массовой продукции — автомобилей и переход всех автозаводов на производство новых моделей автомобилей в условиях реконструкции предприятий, на что затрачивалась значительная часть капиталовложений.

Для получения большей отдачи производственных фондов очень важно быстрее осваивать мощности предприятий. Главным управлением Министерства автомобильной промышленности СССР следует совместно с заводами разработать и осуществить мероприятия по резкому сокращению сроков подготовки производства и освоению мощностей с целью создания условий для замены объектов производства в более короткие сроки и улучшения технико-экономических показателей работы отрасли и ее заводов.

Партия и народ приступили к практическому претворению в жизнь мер по улучшению управления промышленностью, совершенствованию планирования и усилению экономического стимулирования промышленного производства.

Одним из важнейших звеньев единой системы разработанных партией мероприятий является совершенствование планирования. Осуществляемая в настоящее время хозяйственная реформа исходит из ведущей роли централизованного планового руководства в развитии нашей экономики. Основная цель проводимых партий и правительством мер заключается в совершенствовании системы планового руководства и методов хозяйствования, приведении их в соответствие с возросшими задачами коммунистического строительства, развитии и полнейшем использовании преимуществ социалистического способа производства.

В прошлом были ошибки в планировании, допускался непродуктивный подход к решению сложных хозяйственных задач. Это приводило к нарушению необходимых пропорций между различными отраслями промышленности. Развитие автомобилестроения не сопровождалось аналогичным развитием смежных отраслей промышленности. Это относится к металлургической и нефтехимической промышленности, а также к станкостроению и другим отраслям машиностроения.

Металлургической промышленности необходимо обеспечить в требуемых количествах поставку стали для изготовления наиболее ответственных деталей автомобиля (шестерен, шатунов, коленчатых валов и др.) с более узкими допусками по химическому составу и улучшенной микроструктурой. Должны быть повышены точность и качество поставляемой холоднокатаной листовой стали, а также освоено производство стали с нибом для повышения прочности и долговечности сварных деталей. Необходимо освоить производство точной плющеной ленты для стальных поршневых колец, жаропрочного силумина для поршней, калиброванной стали и периодического проката, специальных и гнутых профилей и много других материалов в количествах, покрывающих потребность автозаводов.

Должны быть обеспечены также производство штамповой стали, выдерживающей повышенные удельные нагрузки, для

процессов холодного выдавливания деталей автомобилей и поставки алюминиевой ленты (плакированной силумином) для производства алюминиевых радиаторов взамен латунных.

Предприятия химической промышленности должны освоить производство новых синтетических крепителей, повышающих качество литья, и новых лакокрасочных материалов, обеспечивающих высокую антикоррозионную стойкость кузовов и улучшение внешнего вида автомобилей. Автозаводам должны поставаться резинотехнические изделия, в основном шины, сальники, манжеты, более высокого качества с увеличенным не менее чем в 1,5—2 раза сроком службы. Необходимо повысить качество пластмассовых деталей автомобилей, прежде всего по механическим свойствам, морозостойкости и теплоустойчивости, а также по внешнему виду.

Важнейшим условием выполнения поставленных выше задач является обновление парка металлорежущих станков, лакокрасочного, термического и другого оборудования за счет ввода современного высокопроизводительного и прецизионного оборудования и автоматизации производства на базе этого оборудования.

В связи с этим станкостроители и машиностроители должны уделить особое внимание повышению выпуска станков высокой точности — шлифовальных, полировальных, алмазно-расточных, а также организации производства современного термического оборудования, оборудования для окраски и металлопокрытий и других видов технологического, подъемно-транспортного и нестандартного оборудования.

Весь советский народ с воодушевлением встречает предстоящее открытие XXIII съезда КПСС, что находит яркое выражение в развернувшемся в честь съезда социалистическом соревновании.

Важнейшая особенность соревнования в нынешних условиях заключается в том, что усилия его участников направлены на скорейшее внедрение новой техники, на повышение рентабельности производства, на улучшение качества продукции и других технико-экономических показателей.

Соревнование за высокие экономические показатели — это борьба за повышение производительности общественного труда, что, как указывал В. И. Ленин, имеет в конечном счете решающее значение для победы нового общественного строя.



Двухнедельный научно-технический журнал

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ США»

(Automotive Industries)

перевод с английского

ГОД ИЗДАНИЯ НА РУССКОМ ЯЗЫКЕ V

Подписная цена:

на год 8 р. 40 к., на 6 мес. 4 р. 20 к., на 3 мес. 2 р. 10 к. Цена одного номера 35 коп.

Журнал рассчитан на инженерно-технических работников заводов, научно-исследовательских институтов, лабораторий и проектных организаций автомобильной, тракторной и авиационной промышленности, а также на преподавателей и учащихся соответствующих средних и высших учебных заведений.

Журнал публикует материалы по вопросам технологии и организации производства, а также сведения, касающиеся оборудования, применяемого в автомобильной, тракторной и частично в авиационной промышленности США.

В нем освещаются достижения в области конструирования новых типов автомобилей и тракторов.

Об износе цилиндров автомобильных двигателей

(В порядке обсуждения)

Канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ, канд. техн. наук Н. Н. ПОНОМАРЕВ, Е. И. ШАНИН
НАМИ

В ЦЕЛЯХ повышения долговечности большинства автомобильных двигателей необходимо увеличить износостойкость их цилиндров. Чтобы решить эту задачу с наименьшими затратами времени и средств, следует выявить факторы, оказывающие решающее влияние на износ цилиндров в эксплуатации.

Изучению этих факторов было посвящено большое количество исследований как за рубежом, так и в СССР. Мнение исследователей сводилось к тому, что из двух видов износа (коррозионный и абразивный) основным для цилиндров автомобильного двигателя является коррозионный, возникающий главным образом под действием кислот, образующихся во время конденсации водяных паров при низких (ниже точки росы) температурах стенок цилиндров.

Исходя из этого, в предвоенные и первые послевоенные годы большинство работ было направлено на изучение влияния низких температур охлаждающей жидкости и холодных пусков на износ цилиндров. Было установлено, что эти факторы значительно увеличивают темп износа цилиндров по сравнению с их работой при номинальных тепловых режимах.

Поэтому усилия конструкторов главным образом были направлены на борьбу с коррозионным износом цилиндров, а другим видам износа не уделялось должного внимания.

В результате цилиндры выпускаемых в настоящее время двигателей достаточно устойчивы против коррозии, однако средний срок их службы до первого капитального ремонта еще недостаточен.

Это обстоятельство заставляет критически подойти к весьма распространенному взгляду на коррозионный износ как на основной вид износа цилиндров автомобильных двигателей.

Рассмотрим детально работы, в которых исследовался коррозионный износ.

Одной из первых в этом направлении является работа Вильямса [1], опубликованная в 1940 г. В ней показано, что износ Δ цилиндров резко возрастает при температуре t стенок ниже 90° при условии недостаточной смазки. При нормальной смазке износ цилиндров увеличивается в значительно меньшей степени. При температуре стенок цилиндров выше 90° износ практически не зависит от количества (в определенных пределах) масла, попадающего на стенки цилиндров (рис. 1). При пусках

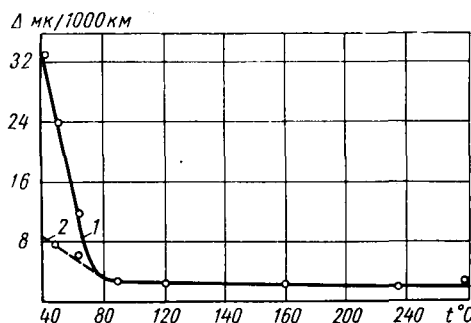


Рис. 1. Зависимость износа цилиндров от их температуры: 1 — нормальная подача масла; 2 — уменьшенная подача масла

двигателя, имеющего температуру от $+5$ до $+50^\circ$, значительное увеличение износа наблюдается только в случае одновременного действия двух факторов: медленного прогрева и недостаточной смазки цилиндров, являющихся причиной возникновения интенсивной коррозии стенок цилиндров.

Проведенные эксперименты показали также, что разжижение масла топливом до 90% практически не увеличивает износа цилиндров. Значительное влияние на износ цилиндров оказывает наличие воды в масле. Присутствие 10% воды в картерном масле увеличивает износ двигателя более, чем в 15 раз (износ измерялся методом «железа в масле»).

В послевоенные годы на Горьковском автозаводе была проведена большая работа по уменьшению износа двигателей, результаты которой обобщены в статье А. А. Липгарта и Н. Ф. Струнникова [2]. Достигнутое снижение износа цилиндров авторы объясняли повышением их коррозионной износостойкости. Доводы авторов сводились к следующему:

1. Введение нирезистовых вставок, устойчивых против коррозии, в цилиндры двигателей снижает в 2,5—3,5 раза износ верхней части цилиндра.

2. Темп износа цилиндров при форсированных испытаниях автомобилей (пробег до 500 км в сутки) значительно меньше, чем при нормальной эксплуатации, из-за более высокого теплового режима.

3. Максимальный износ цилиндров в их верхней части является результатом наличия в этом месте наиболее интенсивной коррозии при работе двигателя на холодных режимах.

4. Наибольший радиальный износ цилиндра получается против выпускного клапана, т. е. в том месте, куда направлен поток горючей смеси, содержащей жидкие частицы топлива, которые ослабляют масляную пленку и понижают температуру стенки. Дополнительным фактором является неравномерное охлаждение водой стенки цилиндра.

Авторы отмечают, что хотя приведенные доказательства в пользу теории о коррозионном износе являются косвенными, но они вполне убедительно объясняют все особенности износа цилиндров.

Однако указанные особенности могут являться результатом абразивного действия пыли, поступающей в двигатель вместе с воздухом.

Рассмотрим с этих позиций приведенные выше доводы.

1. Различные исследования по определению износостойкости нирезистовых вставок в стендовых и эксплуатационных условиях были направлены главным образом на изучение коррозионного износа.

В исследовании [3] износостойкость нирезистовых вставок сравнивалась с износостойкостью гильз, изготовленных из хромкремнистого сплава. Последние при работе двигателя ГАЗ-51 в эксплуатационных условиях имеют износостойкость примерно в 2 раза больше, чем нирезистовые вставки, хотя их коррозионная стойкость по отношению к нирезисту в несколько десятков раз меньше. Абразивная износостойкость гильз из хромкремнистого сплава значительно выше, чем гильз из серого чугуна и нирезиста. Это подтверждается также исследованиями Вильямса [1]. Следовательно, износ цилиндров в эксплуатации определяется в большей степени не коррозионной, а абразивной стойкостью их материала.

Характерно также то, что применение в автомобильных двигателях совершенных воздушных и масляных фильтров, эффективно задерживающих абразивные частицы загрязнения, значительно снижает износ цилиндров. Так, применение для очистки масла центрифуг вместо малоэффективных фильтров АСФО уменьшает износ цилиндров в двигателе ГАЗ-51 на 40%, в двигателе Урал-355 в 2 раза в средней части и в 1,5 раза в верхней части. Известно, что увеличение эффективности очистки воздуха в фильтре резко снижает износ цилиндров в их верхней части.

Воздушные и масляные фильтры могут снижать только абразивный износ; результаты их применения показывают, что доля этого вида износа в общем износе цилиндров большая.

2. Форсированные испытания автомобилей с суточным пробегом до 500 км могут проводиться только на асфальтированных дорогах, т. е. в условиях незапыленного воздуха. Поэтому и износ цилиндров двигателя в этих условиях будет меньше по сравнению с износом при эксплуатации автомобиля в различных дорожных условиях, в том числе и на грунтовых дорогах со значительной запыленностью воздуха.

3. Для определения характера эпилоры износа по образующей цилиндра при чисто абразивном износе были проведены специальные опыты. Предварительно обкатанный двигатель работал на тормозном стенде при средних оборотах и нагрузках и нормальном тепловом режиме.

В двигатель через воздухоочиститель подавалась кварцевая пыль. Испытания продолжались 10–50 ч. В этих условиях цилиндры двигателя практически имели только абразивный износ. Были проведены опыты на двигателях ГАЗ-51, ЗИЛ-130, ЯМЗ-236, М-21. Для примера на рис. 2 приведены эпилоры износа двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ-51, где L — расстояние от верхней плоскости блока. Для остальных двигателей эпилоры износа цилиндров имели аналогичный характер.

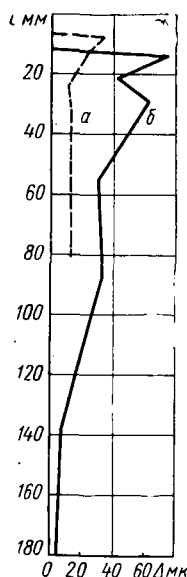


Рис. 2. Эпилоры износа цилиндров при чисто абразивном износе двигателя ГАЗ-51 (а); ЗИЛ-130 (б)

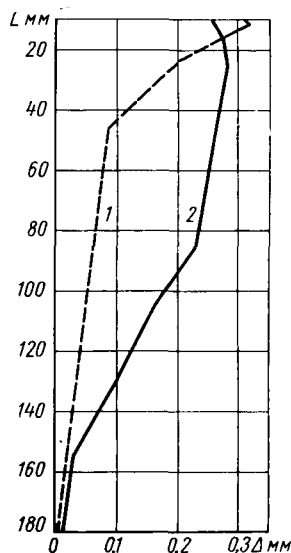


Рис. 3. Износ цилиндров двигателя ЗИЛ-120 (по данным Л. И. Парадишвили): 1 — после пробега автомобилем 30 000 км; 2 — за 300 ч работы на стенде при чисто коррозионном низкотемпературном режиме (температура стенок цилиндров в верхней части 40–50°; $n = 2000$ об/мин нагрузка 50%)

и расположением в ней впускных (а) и выпускных (б) клапанов, которые препятствуют поступлению рабочей смеси вместе с абразивными частицами в сторону, где минимальные износы.

Таким образом, характер радиального износа цилиндров при абразивном и коррозионном износе совпадает.

Изложенные выше материалы позволяют сделать вывод, что все особенности износа цилиндров автомобильных двигателей в эксплуатации, косвенным образом объясняемые преобладанием коррозионной формы износа, могут быть также объяснены преобладанием абразивного износа.

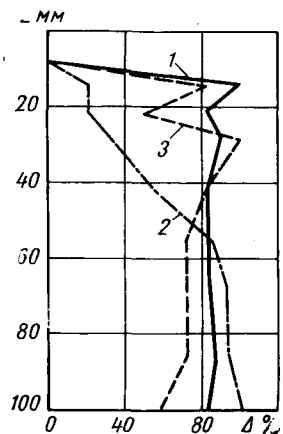


Рис. 4. Износ цилиндров двигателя ЗИЛ-130 при различных условиях работы:

1 — в эксплуатации после пробега автомобилем 100 000 км (по данным Московского автозавода им. Лихачева); 2 — на стенде после 200 ч при чисто коррозионном низкотемпературном режиме ($n = 2000$ об/мин; нагрузка 50 %, температура охлаждающей воды 15°, температура масла 20–40°); 3 — на стенде после 55 ч при чисто абразивном износе с искусственной подачей кварцевой пыли в двигатель через воздухоочиститель ($n = 2000$ об/мин, нагрузка 50 %, температура воды и масла 80°).

Кроме рассмотренных, имеется еще ряд опубликованных исследований, в которых определялся износ при пониженных тепловых режимах работы двигателя методами радиоактивных изотопов или «железа в масле». В работах приводятся данные о значительном увеличении износа при понижении температуры охлаждающей воды.

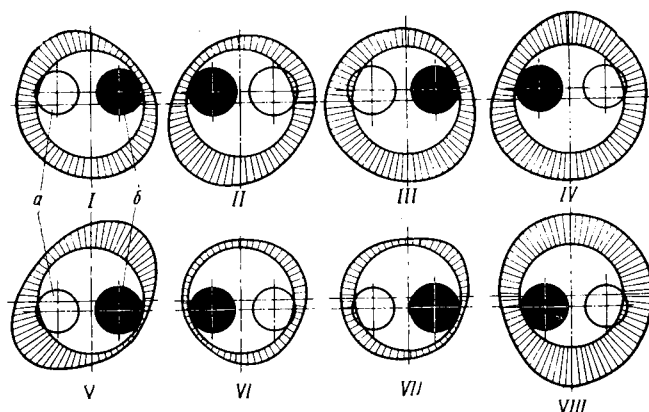


Рис. 5. Радиальный износ цилиндров двигателя ЗИЛ-130 на расстоянии 14 мм от верхней плоскости разреза блока при чисто абразивном износе (I–VIII — номера цилиндров)

Методом «железа в масле» определялся износ двигателя ГАЗ-51 при температурах воды в рубашке блока 30; 50 и 80° [2], причем износ при 30° воды в 5–6 раз больше, чем при 80°. Примерно такие же результаты получены И. Войновым [4], Л. Демьяновым [5] и др.

Работы, проведенные в Советском Союзе и за рубежом, гласят, что в эксплуатации решающим фактором, влияющим на износ двигателя, являются его пуски особенно при температурах ниже нуля, а также его работа при пониженных тепловых режимах.

По данным А. И. Нисневича и Д. И. Высотского [6], за один холодный пуск двигатель изнашивается так же, как при нормальной работе в течение 4 ч 50 мин. При пуске горячего двигателя его износ равен равноценен износу во время работы двигателя в течение 2 ч 13 мин. Р. В. Кугель [7] приводит данные, по которым износ во время одного пуска двигателя в лабораторных условиях равен износу за 70 км пробега, а износ во время пуска при температуре —18° износу за пробег 210 км.

Таким образом, при чисто абразивном износе максимальный износ цилиндров получается в верхней части, а характер эпилоры в целом весьма близок к эпилоре эксплуатационных износов. При работе двигателя с водой пониженной температуры, т. е. на режиме, наиболее благоприятном для коррозионного износа, характер износа цилиндров существенно отличается от характера эксплуатационных износов (рис. 3 и 4). Данные рис. 3 и 4 косвенным образом подтверждают, что при эксплуатации автомобиля коррозионный вид износа не имеет доминирующего значения. Характерно, что в исследованиях, проведенных в НАМИ, износ цилиндров при искусственной подаче в двигатель через воздухоочиститель кварцевой пыли при низких температурах воды и масла (15–30°) был в 1,5–3,0 раза меньше, чем при высоких температурах (80–90°).

4. Максимальный радиальный износ верхней части цилиндра двигателя ГАЗ-51 возникает в том месте, куда поступает наибольшее количество рабочей смеси, с которой также попадает максимальное количество абразивных частиц.

На рис. 5 приведены эпилоры радиального износа цилиндра при работе двигателя ЗИЛ-130 на стенде с подачей пыли в воздухоочиститель; радиальный износ стенок гильз цилиндров, прилегающих к впускному клапану, минимальный. Этот износ обусловлен формой камеры сгорания двигателя ЗИЛ-130

При оценке доли коррозионного износа в общем балансе износа приводятся еще более разительные цифры. Так, А. Н. Покровский и др. [8] считают, что износы при пуске и прогреве двигателя составляют свыше 60% общих износов за все время эксплуатации автомобиля. По американским данным [9], «износ за счет коррозии составляет 45% всего износа».

Следует еще раз подчеркнуть, что приведенные оценки основной роли коррозионного вида износа цилиндров основаны на измерениях, выполненных с помощью метода «железа в масле» или радиоактивных изотопов, которые дают возможность определить только относительную величину износа. Линейную величину износа (в $\mu\text{м}$ или мм) можно получить расчетным путем. Однако для этого необходимо принимать ряд малообоснованных допущений, от которых в значительной мере зависит результат расчета. Поэтому линейная величина износа, полученная прямым измерением при помощи микрометрирования или метода лунок, является более правильной характеристикой износа.

Рассмотрим эксперименты, проведенные для выявления влияния пусков двигателя при низких температурах на износ его цилиндров.

1. В НАМИ в зимне-весенний период производились пуски двигателя ГАЗ-21, установленного на стенде на открытом воздухе. Для интенсификации коррозионного износа цилиндров двигатель прогревался замедленными темпами. Применялось масло, состоящее из смеси СУ 60% и веретенного 40%.

Всего было сделано 135 пусков при следующих начальных температурах (в $^\circ\text{C}$) стенок цилиндров двигателя:

	Количество пусков
От +10 до +5	12
От +5 до 0	34
От 0 до -5	48
От -5 до -10	22
От -10 до -15	14
Ниже -15	5

После пуска двигатель прогревался при 1500—2000 об/мин до температуры охлаждающей жидкости +60°. Общее время прогрева двигателя за период пусков составило 75 ч. Максимальный диаметральный износ цилиндров, измеренный методом лунок, не превышал 5 $\mu\text{м}$.

2. На заводе им. Лихачева в зимний период производились пуски четырех двигателей ЗИС-120, установленных на автомобиле. Применялись бензин А-66 и масла: автол-6 (на двух двигателях) и спытное НИИ ГСМ (на двух других двигателях). Был осуществлен 151 пуск двигателя при следующих температурах (в $^\circ\text{C}$) охлаждающей жидкости:

	Количество пусков
От 15 до 0	48
От 0 до -5	43
От -5 до -10	37
От -10 до -15	15
От -15 до -20	8

После пуска двигатель прогревался при 1500 об/мин до температуры охлаждающей жидкости, равной +30°. Общее время прогрева одного двигателя за период пусков составило 13 ч. Максимальный износ цилиндров не превышал 15 $\mu\text{м}$.

3. В НАМИ производились пуски двигателя ЗИЛ-130 в холодильной камере. Вентилятор с двигателя был снят. Применялся бензин А-76 и масло ДСП-8, а при температурах ниже -30° масло АСЗп-6.

Всего было произведено 134 пуска при следующих температурах (в $^\circ\text{C}$):

	Количество пусков
0	15
-15	32
-20	10
-25	31
-30	25
-35	12
-40	2

Кроме того, было осуществлено 72 прокручивания двигателя по 10 сек каждое при температуре от 0 до -32°. Двигатель прогревался до +80°. Время каждого прогрева в среднем составляло 15—20 мин. Средний максимальный диаметральный износ цилиндров, измеренный методом лунок, не превышал 14 $\mu\text{м}$.

4. В работе, проведенной совместно НАМИ и Мос-

ковским автозаводом им. Лихачева, определялись износы гильз при 100 пусках двух двигателей ЗИЛ-130 в холодильной камере при температуре -20°. В первом случае перед пуском двигатель прогревался при помощи пускового подогревателя до температуры охлаждающей жидкости 90°; второй двигатель пускался без предварительного подогрева.

Среднемаксимальное значение износа гильз, измеренное методом лунок, оказалось: у двигателя с подогревом 8 $\mu\text{м}$ и у двигателя без подогрева 12 $\mu\text{м}$.

5. Работники НАМИ проводили пуски двигателя ЗД-6, установленного на раме на открытом воздухе. Было осуществлено 160 пусков летом при температуре от 1 до 32° (средняя +21°) и 160 пусков зимой без подогрева при температуре от +2 до -27,5° (средняя -8,4°).

Время прогрева двигателя после пуска 15 мин. В зимних условиях применялось масло МТ-14п и арктическое дизельное топливо, в летних — масло МС-20 с 3% присадки ЦИАТИМ-339 и летнее дизельное топливо. На основании проведенных испытаний установлено, что износы двигателя оказались небольшими. Так, средний максимальный износ гильз цилиндров двигателя ЗД-6 за 160 летних и 160 зимних пусков составил соответственно 3,7 и 4,1 $\mu\text{м}$. На основании полученных данных сделан вывод, что пусковые износы цилиндров двигателя ЗД-6 в эксплуатации не превышают 2—3% от их общего износа.

6. Пуски холодного двигателя ЯАЗ-204, установленного в холодильной камере [10], производились со средней температурой охлаждающей жидкости (-15)÷(-20°). Двигатель прогревался при 1000 об/мин в течение 5 мин при отключенном радиаторе. Всего было сделано 100 пусков. Применялось масло Дп-8 и зимнее дизельное топливо. Средний максимальный износ цилиндров составил 25,3 $\mu\text{м}$. Отмечено, что износ цилиндров всех возможных пусков при низких температурах составляет менее 8% от общего эксплуатационного износа цилиндров.

Приведенные выше износы цилиндров во время пусков различных двигателей при низких температурах составляют небольшую долю от общего эксплуатационного износа.

Кроме режима пусков двигателей при низких температурах, коррозионный износ возможен во время работы двигателя на пониженных тепловых режимах, которые всегда возможны в эксплуатации.

С целью определения износа цилиндров при пониженных температурных режимах в 1964 г. в НАМИ и на ряде автозаводов были проведены специальные испытания различных двигателей.

1. Во время испытаний двигателя МЗМА-407 на Московском заводе малолитражных автомобилей последний работал непрерывно 150 ч при 3000 об/мин и 50% нагрузке. Температура выходящей воды поддерживалась 30—33° и масла 40°. Испытания проводились на бензине А-98 и масле СУ. Всего двигатель отработал на стенде 410 ч (60 ч обкатки + 200 ч при полностью открытой дроссельной заслонке при номинальном числе оборотов и температуре воды и масла 80° + 150 ч на указанном выше режиме). Максимальная величина износа цилиндров двигателя находилась в пределах 10—30 $\mu\text{м}$.

2. Испытания одноцилиндрового отсека двигателя ЗИЛ-130 в НАМИ проводились при 2000 об/мин и 85% нагрузке, температура воды на выходе составляла 18° и масла 35°. При испытаниях применялся бензин А-76 и масло ДСП-8. Двигатель работал 100 ч. Максимальный диаметральный износ, измеренный методом лунок, равнялся 5,4 $\mu\text{м}$.

3. Испытания дизеля ЯМЗ-236 на пуски при пониженных температурах проводились в НАМИ. Двигатель пускался при температуре охлаждающей воды 9—15° и масла 14—45° и работал в течение 20 мин на холостом ходу при 2100 об/мин. За это время температура воды поднималась до 25° и масла до 45°. Затем двигатель останавливался на 20 мин, в течение которых вода и масло охлаждались. Было проведено 200 пусков. Максимальный износ гильз цилиндров составил 3,0 $\mu\text{м}$.

Следующий этап испытаний дизеля ЯМЗ-236 состоял из часовых циклов при 1800 об/мин со следующими нагрузками: $p_e=2,2 \text{ кг/см}^2$ — 10 мин; $p_e=6 \text{ кг/см}^2$ — 30 мин; $p_e=2,2 \text{ кг/см}^2$ — 10 мин; $p_e=7,5 \text{ кг/см}^2$ — 10 мин.

Температура охлаждающей воды изменялась от 22 до 45° и температура масла от 45 до 75°. Общая продолжительность испытаний составила 100 ч. Угол опережения впрыска был увеличен с 18 до 24°. Применялось дизельное топливо с 1% серы и масло ДСП-11 с присадкой ЦИАТИМ-339. Средний максимальный износ гильз цилиндров составил 4,5 $\mu\text{м}$.

4. Испытания двигателя ГАЗ-21 проводились на Заволжском моторном заводе.

Испытания заключались в периодических пусках двигателя на стенде в два этапа.

В первом этапе двигатель пускали при начальной температуре охлаждающей воды в двигателе 23—25°; при достижении водой температуры 29—30° двигатель останавливался. Было сделано 300 пусков, в течение которых двигатель работал 16 ч 31 мин.

Во втором этапе двигатель кратковременно прокручивался стартером. Перед каждым прокручиванием в цилиндры заливалось 60 см³ бензина. Двигатель прокручивали 300 раз. Начальная температура воды 19—22°, конечная 29—30°. В течение этого этапа двигатель отработал 26 ч 42 мин.

Было установлено, что максимальный износ цилиндров в первом и во втором этапах испытания, как правило, не превышал 3—5 мк.

5. Испытания двигателя МемЗ-966 проводили на Мелитопольском моторном заводе. Испытания заключались в периодических пусках двигателя и работе его в течение 10 мин при 900—1000 об/мин. После 10 мин работы двигатель останавливался на 10 мин и остывал до комнатной температуры. Всего было сделано 1000 таких циклов, при этом двигатель отработал 166 ч. Благодаря специально принятым мерам температура наиболее нагретых зон цилиндров не превышала 90°.

Средний максимальный износ по всем цилиндрам составил 25 мк.

6. Испытания двигателя ГАЗ-21А проводились в НАМИ при 2000 об/мин и 50% нагрузки. Температура охлаждающей воды 20° и масла 15°. Было отработано 80 ч. Износ гильз цилиндров практически не обнаружен (находился в пределах точности измерения). Были проведены также испытания двигателя ГАЗ-21А с недостаточным количеством масла при температуре воды и масла 30°. Режим работы двигателя: 15 мин при 2000 об/мин и давления масла 0,2 кг/см². Всего было выполнено 200 циклов (100 ч). Максимальный износ гильз цилиндров 20 мк.

Приведенные экспериментальные данные показывают, что при очень жестких для коррозионного износа режимах работы двигателя темп износа колеблется от 2 до 8 мк за 100 испытаний. Он равноценен износу, получаемому у двигателей различных моделей при испытаниях по режиму надежности ГОСТа 491-55. При этом режиме темп износа примерно в 2—3 раза ниже темпа износа в средних условиях эксплуа-

тации. Поэтому работа двигателя в эксплуатации на пониженных тепловых режимах не может быть решающим фактором, определяющим долговечность цилиндров.

Выводы

1. Для современных двигателей комплекс физико-химических процессов, объединяемых термином «электрохимическая коррозия», не является основным фактором износа цилиндров в обычной эксплуатации автомобилей.

2. Доля абразивного износа в общем балансе износа цилиндров автомобильного двигателя больше коррозионного.

3. Для существенного уменьшения износа цилиндров в эксплуатации необходимо шире применять наиболее эффективные средства (воздушные и масляные фильтры, вентиляцию картера и его герметизацию и др.), защищающие двигатель от попадания в него абразивной пыли, улучшать смазку, а также изготавливать цилиндры из материалов, наиболее устойчивых против абразивного износа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Williams C. G. Collected researches on cylinder wear, Institute of automobile engineers, 1940. Перевод Техрацнефть № 936.

2. Липгарт А. А. и Струнников Н. Ф. Износ деталей кривошипно-шатунного механизма бензиновых автомобильных двигателей: Сб. «Исследования в области конструирования автомобиля». Машгиз, 1953.

3. Школьников Э. М. и Левитан М. М. Хромокремнистый сплав для гильз автомобильных двигателей. Вып. НАМИ № 81, 1957.

4. Войнов И., Заславский Ю. «Автомобиль», 1952, № 10.

5. Демьянов Л. «Автомобиль», 1951, № 12.

6. Нисевич А. И. и Высотский Д. И. «Атомная энергия», 1958, т. VI, № 3.

7. Кугель Р. В. «Автомобиль», 1948, № 7.

8. Покровский А. Н., Букин А. А., Гаврилов Д. Ф. Эксплуатация автомобилей с карбюраторными двигателями в условиях низких температур. М., Автотрансиздат, 1961.

9. Калининский М. и Нейдель Р. «Автомобильная промышленность США», 1963, т. 128, № 4.

10. Лосавио Г. «Автомобильный транспорт», 1964, № 6.

УДК 621.431.73.004.6

Влияние разжижения загущенного масла МТ-14п дизельным топливом на износы двигателя при пуске

Кандидаты техн. наук Ю. В. МИКУЛИН, М. С. СМЕРНОВ

БЫСТРЫЙ пуск холодного двигателя при низких температурах зависит от ряда факторов: применения легковоспламеняющихся пусковых жидкостей, специальных топлив, масел, обладающих небольшой вязкостью при температурах пуска и т. д.

Опыт применения загущенного масла МТ-14п показал, что оно обладает лучшими низкотемпературными свойствами, чем обычные масла, и обеспечивает прокручивание коленчатого вала дизеля с достаточной для холодного пуска (при помощи пусковой жидкости) скоростью до температур —28——32°. При более низких температурах оно (и тем более другие стандартные масла) может не обеспечить достаточных пусковых чисел оборотов двигателя.

Улучшение свойств масла МТ-14п для работы двигателя при низких температурах достигается разжижением его дизельным топливом.

Эксплуатация дизелей на масле МТ-14п, разжиженном дизельным топливом (20%), показала надежность их работы на такой смазке на эксплуатационных режимах.

Цель исследований состояла в определении влияния разжижения загущенного масла МТ-14п дизельным топливом на износ трущихся деталей дизеля при холодных пусках в условиях отрицательных температур.

Были проведены две серии пусков на масле МТ-14п в интервале температур 0——27° (средняя температура — 8°). В первой серии опытов среднее содержание топлива в масле составляло примерно 20%, во второй — приблизительно 5%; средние вязкости смесей равны соответственно примерно 9 и 13 сСт при 100°.

Испытания проводили в естественных условиях на шестицилиндровом однокорпусном дизеле ЗД-6 мощностью 150 л. с. при 1500 об/мин, оборудованном приспособлением НАМИ 5ПП-40 для впрыска пусковой жидкости. Пуск двигателя осуществляли при помощи специальной пусковой жидкости на эфирной основе и дизельном топливе ДА (ГОСТ 4749-49). Коленчатый вал прокручивали стартером от аккумуляторных батарей 6-СТЭ-128, установленных на открытом воздухе.

Таблица 1

Условия испытаний	Износ гильз цилиндров в мк			Износ поршневых колец в мг			Износ коренных вкладышей в мг	Износ шатунных вкладышей в мг	Износ шатунных шеек коленчатого вала в мк	Износ коренных шеек коленчатого вала в мк
	Первый пояс — 9 мм от верхнего торца гильзы	Второй пояс — 17 мм от верхнего торца гильзы	Средний износ	Первое кольцо	Второе кольцо	Средний износ				
Износ деталей за 100 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 5%	3,4 (15,1)*	1,3	1,3	119 (253,5)	25	52	359	148	0	0
Износ деталей, приведенный к 160 пускам, на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 5%	5,4	2,1	2,1	190	40	53	574	237	—	—
Износ деталей за 160 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 20%	4,9 (9,1)	2,1	2,2	194 (381)	65	90	172	148	0	0

* В скобках даны максимальные износы.

Износ гильз цилиндров двигателя измеряли методом искусственных баз: лунки наносили в пяти горизонтальных поясах по высоте цилиндра на расстоянии 9; 17; 70; 83 и 160 мм от плоскости разъема блока (по восемь лунок с шагом 45° по окружности). Изнашиваемость поршневых колец и вкладышей коленчатого вала определяли по потере веса, а износ шеек коленчатого вала методом микрометрического обмера.

В табл. 1 приведены значения износа основных деталей двигателя после холодных пусков на пусковой жидкости и загущенном масле МТ-14п с различным содержанием топлива.

Средний максимальный износ гильз цилиндров (в поясе верхнего компрессионного кольца 9 мм от верхнего торца гильзы) за 160 холодных пусков составил около 5 мк. Максимальный износ 9—15 мк. Характер износа в мк по длине гильзы показан в табл. 2.

Таблица 2

Пояса обмеров в мм	Износ гильз первого цилиндра в мк		Износ гильз третьего цилиндра в мк		Износ гильз шестого цилиндра в мк	
	100 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 5%	160 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 20%	100 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 5%	160 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 20%	100 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 5%	160 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 20%
1—9	8,5	4,4	0,0	4,0	1,8	4,0
2—17	3,1	2,3	0,3	1,0	0,4	0,8
3—70	0,1	2,0	0,1	1,2	0,3	0,6
4—83	1,0	1,6	0,5	2,3	0,6	2,9
5—160	0,3	0,9	2,1	2,6	0,3	0,7

Износ первого компрессионного кольца равен около 190 мг (максимальный износ 381 мг) и почти в 2,5 раза больше среднего износа поршневых колец (приблизительно 86 мг). Величины среднего износа каждого поршневого кольца приведены в табл. 3. Износ коренных и шатунных подшипников по потере веса пары находится в пределах 168—574 мг.

За время проведенных 160 холодных пусков при указанных температурах износ шеек коленчатого вала оказался незначительным (в пределах точности измерения). Таким образом, абсолютное значение износа деталей двигателя при холодных пусках небольшое.

Износ гильз цилиндров и поршневых колец при холодных пусках двигателя на масле МТ-14п с различным количеством топлива (примерно 20 и 5%) практически одинаков, а износ подшипников коленчатого вала больше при холодных пусках на масле МТ-14п, среднее содержание топлива в котором меньше (табл. 1).

Влияние разжижения картерного масла дизельным топливом на относительный износ двигателя показывает изменение температуры поверхностей трущихся деталей во время их работы.

Таблица 3

Номер колец	Средний износ поршневых колец в мг	
	100 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 5%	160 пусков на масле МТ-14п со средним содержанием топлива примерно 20%
1	119	194
2	25	65
3	45	72
4	40	68
5	25	48

Изменение температуры и скорости поступления масла на гильзу цилиндра в период пуска — прогрева при температуре окружающего воздуха 0° показало, что, хотя скорость поступления в цилиндро-поршневую группу масла, разжиженного топливом, больше, чем чистого масла, температура прогрева стенок гильз цилиндров на пусковом режиме по мере разбавления масла МТ-14п топливом (до 40%) не меняется, а, следовательно, относительный износ гильз цилиндров в обоих случаях одинаков. Видимо, скорость поступления не разбавленного значительным количеством топлива масла МТ-14п достаточна для оптимальной смазки гильз цилиндров, или эффект от более быстрого поступления на гильзу цилиндра картерного масла, разбавленного дизельным топливом, полностью нейтрализуется ухудшением смазывающей способности масла МТ-14п при разжижении его топливом.

При 0° температура прогрева подшипников на чистом масле МТ-14п и с различным содержанием топлива (до 40%) уменьшается по мере увеличения количества топлива в масле. А это показывает, что износ подшипников на пусковом режиме меньше при работе на масле МТ-14п, разжиженном дизельным топливом.

Выводы

1. При средней температуре — 8° абсолютное значение пусковых износов деталей двигателя при пусках на загущенном масле МТ-14п с 5 и 20% дизельного топлива и пусковой жидкости небольшое.

2. Разжижение загущенного масла МТ-14п дизельным топливом (до 20%) уменьшает износ подшипников коленчатого вала и практически не влияет на износ цилиндро-поршневой группы при работе двигателя на пусковом режиме.

Определение размеров воздухозаборных отверстий для подвода воздуха к двигателю

Г. М. ВАССЕРМАН, кандидаты техн. наук В. И. ДЕЧЕВ, В. Д. ОЛЬЯК

Запорожский автозавод «Коммунар»,
Запорожский машиностроительный институт им. В. Я. Чубаря

В АВТОМОБИЛЯХ с двигателем, расположенным сзади, в боковинах или верхней части кузова, выполняют воздухозаборные отверстия, через которые воздух поступает в моторный отсек для охлаждения двигателя и его питания. Обычно не представляется возможным выполнить воздухозаборные отверстия достаточно больших размеров, не нарушая принятых архитектурных форм автомобиля. Поэтому необходимо разработать метод определения минимально допустимых размеров площади поперечного сечения воздухозаборных отверстий, исходя из обоснованных положений.

Место для расположения воздухозаборных отверстий следует выбирать так, чтобы при поступлении воздуха в моторный отсек использовалась кинетическая энергия встречного потока. Это важно с точки зрения экономии энергии, расходуемой вентилятором, особенно у микролитражных автомобилей с малой мощностью двигателя.

Предположим, что при движении автомобиля воздух будет подаваться в моторный отсек только за счет энергии встречного потока. Тогда расход воздуха через отверстия определится по формуле

$$Q = \mu F \sqrt{2 \frac{P_{ср}}{\rho}} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент расхода, зависящий от формы и гидравлического совершенства входных каналов; определяется опытным путем или может быть выбран ориентировочно по справочным данным;

F — площадь поперечного сечения воздухозаборных отверстий на входе в каналы в м^2 ;

ρ — плотность воздуха в $\text{кг}/\text{м}^3$;

$P_{ср}$ — среднее избыточное давление перед отверстиями, за счет которого происходит движение воздуха в каналах, в $\text{кг}/\text{м}^2$.

Среднее избыточное давление можно вычислить по формуле

$$P_{ср} = \bar{P}_{ср} \rho \frac{v^2}{2} \text{ кг}/\text{м}^2, \quad (2)$$

где v — скорость автомобиля в $\text{м}/\text{сек}$;

$\bar{P}_{ср}$ — средний коэффициент давления, зависящий от формы и величины площади поперечного сечения воздухозаборников-уловителей, места их установки на кузове автомобиля, а также конфигурации и площади поперечного сечения воздухозаборных отверстий. Величина $\bar{P}_{ср}$ определяется опытным путем в результате натурных испытаний автомобиля или по результатам продувок его модели в аэродинамической трубе.

Подставим значение $P_{ср}$ из формулы (2) в формулу (1), тогда

$$Q = \mu F v \sqrt{\bar{P}_{ср}} \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (3)$$

Поступивший в моторный отсек воздух в основном направляется в систему охлаждения двигателя, и только 4—7% его идет на питание двигателя. В дальнейшем будем считать, что весь поступивший воздух, пройдя через систему охлаждения, удаляется из моторного отсека вентилятором, пренебрегая тем сравнительно небольшим количеством воздуха, которое поступает в цилиндры двигателя, т. е. примем $Q = Q_v$, где Q_v — производительность вентилятора.

При $Q > Q_v$ в моторном отсеке установится большее статическое давление, чем в салоне, что в случае плохой изоляции и герметизации может привести к поступлению отработавших газов в последний. Однако желательно, чтобы в моторном отсеке поддерживалось давление, несколько большее атмосферного, так как в данном случае увеличивается наполнение цилиндров двигателя, уменьшается мощность, расходуемая на

привод вентилятора, улучшаются условия работы системы охлаждения.

При $Q < Q_v$ в моторном отсеке будет создаваться разрежение, вследствие чего может происходить подсосывание пыли в него, особенно при движении автомобиля по дорогам без твердого покрытия.

Между производительностью вентилятора и скоростью автомобиля существует зависимость, которую можно получить на основании тягового расчета автомобиля и испытания вентилятора. Зависимость производительности вентилятора от числа оборотов коленчатого вала двигателя выражается уравнением

$$Q_v = A n \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (4)$$

а зависимость между скоростью автомобиля и числом оборотов коленчатого вала двигателя может быть представлена следующим уравнением:

$$v = B n \text{ м}/\text{сек}. \quad (5)$$

Таким образом,

$$Q_v = \frac{A}{B} v \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (6)$$

Определим значение площади поперечного сечения воздухозаборных отверстий F из условия равенства расхода воздуха, поступающего в моторный отсек, и производительности вентилятора ($Q = Q_v$), т. е. приравняем правые части выражений (3) и (6). Тогда получим уравнение

$$F = \frac{A}{B \mu \sqrt{\bar{P}_{ср}}} \text{ м}^2, \quad (7)$$

которое должно являться исходным в расчете площади воздухозаборных отверстий.

Рассмотрим конкретные примеры определения величины F для автомобилей ЗАЗ-970 и ЗАЗ-966, задние боковины которых показаны на рис. 1 и 2.

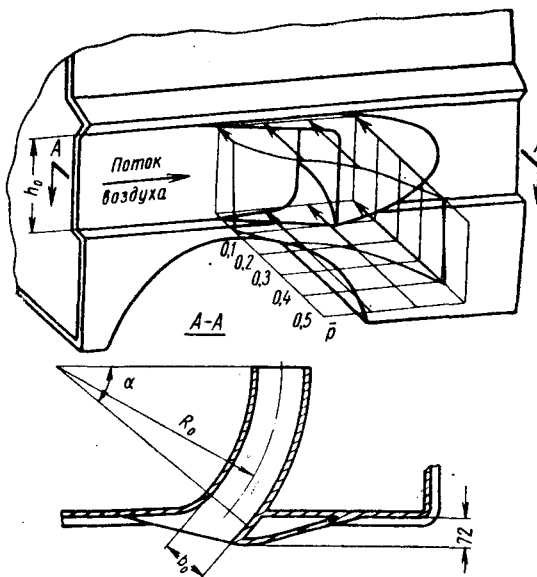


Рис. 1

В результате продувок модели кузова, проведенных в аэродинамической трубе Запорожского машиностроительного института имени В. Я. Чубаря, была построена эпюра коэффици-

циента давления в месте предполагаемого отбора воздуха (методика вычисления $\bar{p}_{ср}$ и конфигурация наилучшего с аэродинамической точки зрения подкрылка-воздухозаборника приведены в работе [1]). Согласно эпюре (рис. 1), непосредственно у входа в канал воздухозаборника $\bar{p}_{ср}=0,41$.

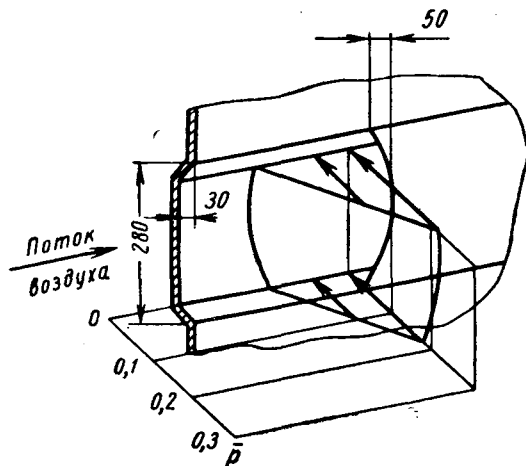


Рис. 2

Коэффициент расхода канала определится как произведение коэффициента сужения потока ϵ и скоростного коэффициента

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}},$$

где ζ — коэффициент сопротивления данного канала.

При длине канала, большей, чем четыре гидравлических диаметра, $\epsilon=1$, поэтому

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}. \quad (8)$$

Для S-образного канала прямоугольного сечения с поворотом в двух плоскостях при принятых радиусе закругления $R_0=600$ мм и угле поворота $\alpha \approx 40^\circ$ ориентировочно можно считать $\zeta=0,21$ [2]. Следовательно, согласно формуле (8), $\mu=0,91$.

На основании данных испытания вентилятора, установленного в моторном отсеке автомобиля, в рассматриваемом случае $A=7,67 \cdot 10^{-5}$ м³·мин/сек·об, а в соответствии с тяговым расчетом автомобиля ЗАЗ-970 можно принять следующие значения коэффициента B :

на первой передаче (примерно до 10 км/ч) $B_1=111 \cdot 10^{-5}$ м·мин/сек·об;
на второй передаче (примерно до 20 км/ч) $B_2=188 \cdot 10^{-5}$ м·мин/сек·об;
на третьей передаче (примерно до 40 км/ч) $B_3=308 \cdot 10^{-5}$ м·мин/сек·об;
на четвертой передаче (примерно до 80 км/ч) $B_4=515 \cdot 10^{-5}$ м·мин/сек·об.

Наихудшими условиями охлаждения двигателя автомобиля, работающего под нагрузкой, являются условия второй (обычно первая предназначается для трогания с места) передачи, когда коэффициент B мал. Поэтому в расчете исходным значением нужно считать B_2 . Тогда при работе двигателя на

третьей и четвертой передачах в моторный отсек будет поступать большее количество воздуха, чем необходимо, и чтобы не вызвать переохладения двигателя, нужно устанавливать заслонки и регулировать температуру воздуха в моторном отсеке.

В рассматриваемом случае на основании формулы (7)

$$F = \frac{7,67 \cdot 10^{-5}}{188 \cdot 10^{-5} \cdot 0,91 \sqrt{0,41}} = 0,07 \text{ м}^2.$$

или с двух сторон автомобиля каждое из воздухозаборных отверстий должно иметь площадь поперечного сечения $F_0=0,035$ м².

Таким образом, при принятом значении $b_0=132$ мм высота отверстия $h_0=265$ мм и воздухозаборник должен располагаться по всей высоте между продольными ребрами жесткости кузова. Необходимо отметить, что определение F_0 из наихудших условий (B_2) дает сравнительно большое значение площади воздухозаборных отверстий. Если использовать в расчете коэффициент B_3 , то F_0 станет в 1,64 раза меньше. Вообще при расчете величины F для того или иного типа автомобиля нужно исходить из возможных условий его эксплуатации, однако минимально допустимая площадь воздухозаборных отверстий не должна быть меньше той, которая определяется по коэффициенту B , соответствующему прямой передаче.

Аналогичный расчет площади поперечного сечения воздухозаборных отверстий для автомобиля ЗАЗ-966 ($A=7,67 \cdot 10^{-5}$, $B_1=182 \cdot 10^{-5}$; $B_2=303 \cdot 10^{-5}$; $B_3=493 \cdot 10^{-5}$; $B_4=765 \cdot 10^{-5}$) при той же конфигурации канала ($\mu=0,91$), среднем значении коэффициента статического напора $\bar{p}_{ср}=0,2$ (рис. 2) и движении автомобиля на третьей передаче с $B_3=493 \cdot 10^{-5}$ дает искомую величину

$$F = \frac{7,67 \cdot 10^{-5}}{493 \cdot 10^{-5} \cdot 0,91 \sqrt{0,2}} = 0,038 \text{ м}^2.$$

Следовательно, каждое из воздухозаборных отверстий должно иметь площадь поперечного сечения $F_0=0,019$ м², что соответствует принятым на рис. 2 размерам. Если использовать при определении F коэффициент B_4 , то F_0 уменьшится в 1,55 раза.

Выводы

1. Предлагаемый метод определения площади поперечного сечения воздухозаборных отверстий позволяет сократить объем экспериментальных поисков при проведении доводочных работ по системе охлаждения.
2. На основании аэродинамических продувок моделей кузовов автомобилей можно сравнительно просто получать исходные данные для расчета.
3. Обоснованный выбор размеров площади отверстий на входе в каналы воздухозаборников имеет большое значение как для нормального теплового режима работы двигателя, так и чистоты охлаждающего воздуха в моторном отсеке.
4. Для получения минимальных значений F_0 следует располагать воздухозаборники в области максимальных положительных значений $\bar{p}_{ср}$ и воздухопроводы должны иметь минимальное сопротивление.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вассерман Г. М., Дечев В. И., Оляк В. Д. «Автомобильная промышленность», 1962, № 9.
2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Госэнергоиздат, 1960.

Выбор основных размеров роторно-поршневого двигателя

Канд. техн. наук А. А. ВОРОНКИН, А. С. ЦЕСЛИНСКИЙ

Харьковский политехнический институт им. В. И. Ленина

РАССМОТРИМ вопрос о выборе основных размеров роторно-поршневого двигателя (системы Ф. Ванкеля) с планетарным движением трехгранного ротора в двухдуговом эпи-троихонном корпусе, выполненном по эквидистанте к теоретическому контуру.

Эффективная мощность роторно-поршневого двигателя (для одного отсека)

$$N_e = p_e \frac{V_h n}{450} \text{ э. л. с.}, \quad (1)$$

где p_e — среднее эффективное давление цикла в кг/см².

Рабочий объем одной полости

$$V_h = 3\sqrt{3} (R_{np} + r_y) e H \text{ дм}^3, \quad (2)$$

где $e = \frac{1}{3} R_0$ — эксцентриситет в дм;

$H = a R_0$ — длина ротора в дм;

$r_y = b R_0$ — расстояние от теоретического контура эпи-троихонды до эквидистанты в дм;

$R_{np} = c R_0$ — расстояние от центра ротора до производящей точки (производящий радиус) в дм.

Выберем радиус окружности производящего круга R_0 (рис. 1) за определяющий размер двигателя и выразим через него основные размеры двигателя, входящие в формулу (2), тогда

$$V_h = \sqrt{3} (c + b) a R_0^3 \text{ дм}^3. \quad (3)$$

Для выбора основных размеров и числа оборотов эксцентрикового вала n роторно-поршневого двигателя целесообразно воспользоваться связывающим их фактором быстроходности $v_{та}$, за который можно принять среднюю арифметическую

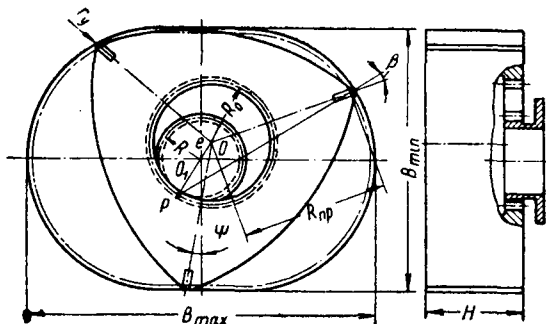


Рис. 1. Кинематическая схема роторно-поршневого двигателя с планетарным движением ротора

скорость скольжения радиальных уплотнительных элементов по контуру, аналогичную средней скорости поршня c_m в обычных двигателях [1]:

$$v_{та} = \omega_p (c + b) R_0 \text{ дм/сек}, \quad (4)$$

где ω_p — угловая скорость ротора.

Угловая скорость

$$\omega_p = \frac{\pi n}{3 \cdot 30} \text{ рад/сек}, \quad (5)$$

откуда число оборотов эксцентрикового вала

$$n = \frac{v_{та} 90}{\pi (c + b) R_0}. \quad (6)$$

Подставив выражения (3) и (6) в уравнение (1), получаем

$$N_e = \frac{\sqrt{3}}{5\pi} p_e v_{та} a R_0^2 \text{ л. с.} \quad (7)$$

Отсюда находим определяющий размер двигателя — радиус окружности производящего круга

$$R_0 = \sqrt{\frac{5\pi N_e}{\sqrt{3} p_e v_{та} a}} \text{ дм.} \quad (8)$$

Из формулы (8) следует, что определяющий размер роторно-поршневого двигателя R_0 не зависит от параметра формы

эпитроихонды $c = \frac{R_{np}}{R_0}$, но от этого параметра зависят га-

баритные размеры ротора и корпуса, число оборотов, степень сжатия и другие показатели двигателя.

Поэтому на выборе этого параметра необходимо остановиться так же, как и на выборе факторов, непосредственно влияющих на мощность, — средней скорости скольжения $v_{та}$

и относительной длины ротора $a = \frac{H}{R_0}$.

Параметр c определяет форму эпитроихонды [1, 2].

При $c > 3$ эпитроихонда выпуклая по всему контуру. Центробежные силы уплотнительных радиальных планок все время направлены от центра ротора и прижимают их к поверхности цилиндра.

При $c < 3$ эпитроихонда имеет талию, а центробежные силы — переменное направление.

Параметр c определяет угол отклонения радиальных уплотнительных планок от нормали к эпитроихонде [1, 2]:

$$\beta_{\max} = \pm \arcsin \frac{1}{c} \text{ (рис. 1)}. \quad (9)$$

Предельным считают [1] $\beta_{\max} = \pm 30^\circ$, что получается при $c = 2$, при большем $\beta_{\max} < 30^\circ$.

Параметр c определяет теоретическую степень сжатия [1, 2]. С увеличением c увеличивается теоретическая степень сжатия. Действительная степень сжатия вследствие выточки в роторе меньше теоретической и выбирается в пределах $\epsilon_d = (0,75 \div 0,50) \epsilon_m$ [3]. Для современных карбюраторных двигателей $\epsilon_d = 8 \div 10$, при этом теоретическая степень сжатия должна быть не менее 11—13,5, при $c = 2$ $\epsilon_m = 15,5$ [3]. Следовательно, для таких двигателей достаточно принимать $c = 2$.

Для дизеля требуется большая степень сжатия, для чего необходимо увеличить c примерно до 3.

От параметра c зависят габариты двигателя.

Большая и меньшая оси расточки корпуса

$$B_{\max} = 2R_0 \left(c + \frac{1}{3} + b \right),$$

$$B_{\min} = 2R_0 \left(c - \frac{1}{3} + b \right). \quad (10)$$

Соответственно и внешние поперечные габариты возрастают с увеличением c .

Параметр c влияет на удельный вес двигателя. Общий вес двигателя может быть выражен следующим образом:

$$G = b_1 a c^2 R_0^3 + b_2 c^2 R_0^2 \text{ кг}. \quad (11)$$

В правой части первое слагаемое представляет вес элементов конструкции, размеры и толщина стенок которых определяются из соображений прочности, второе слагаемое представляет вес элементов, толщина стенок которых определяется технологическими возможностями.

Заменив R_0 по формуле (8) и разделив на N_e , получим удельный вес двигателя

$$g = \frac{G}{N_e} = b_1 c^2 \sqrt{\frac{N_e}{a}} + b_2 \frac{c^2}{a} \text{ кг/л. с.}, \quad (12)$$

где b_1 и b_2 — коэффициенты пропорциональности.

Из формулы (12) следует, что удельный вес возрастает пропорционально c^2 .

Сила давления газов на ротор и подшипники

$$P_z = p_z \sqrt{3} (c + b) a R_0^2. \quad (13)$$

Подставив значение R_0 из формулы (8), получаем

$$P_z = p_z \frac{5\pi N_e (c + b)}{P_e v_{ma}}. \quad (13a)$$

Сила давления газов увеличивается при увеличении значения c .

Центробежная сила ротора и эксцентриковой шейки вала

$$P_u = -m_p e \omega_s^2, \quad (14)$$

где m_p — масса ротора и эксцентрика;

$\omega_s = \frac{3v_{ma}}{(c + b) R_0}$ — угловая скорость вращения вала в рад/сек.

Масса ротора и эксцентрика

$$m_p = \frac{V_p \gamma_{cp}}{g}, \quad (15)$$

где $V_p = F_p a R_0$ — габаритный объем ротора в $см^3$;

γ_{cp} — средний удельный вес;

F_p — торцовая площадь ротора в $см^2$.

Если грани ротора описаны по радиусу, то

$$F_p = k_3 (c + b)^2 R_0^2 \text{ см}^2, \quad (16)$$

где

$$k_3 = \frac{3\sqrt{3}}{4} + \frac{[9(c + b)^2 - 6(c + b) + 4]^2}{18(c + b)^3 - 24(c + b)^2} \left(\pi \frac{\varphi}{180} - \sin \varphi \right); \quad (17)$$

$$\varphi = 2 \arcsin \frac{3\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{(c + b) [3(c + b) - 4]}{9(c + b)^2 - 6(c + b) + 4}.$$

Таблица 1

$c + b$	k_3	$c + b$	k_3
1,67	1,62	3,0	2,26
2,0	1,90	3,33	2,34
2,33	2,02	3,67	2,49
2,67	2,17	∞	3,14

В табл. 1 приведены значения k_3 для различных $(c + b)$.

Средний удельный вес габаритного объема ротора

$$\gamma_{cp} = \frac{\sum \gamma_i V_i}{V_p} \text{ кг/см}^3, \quad (18)$$

где γ_i — удельный вес однородных объемов V_i (сталь, алюминиевые сплавы, масло, воздух и пр.) в $кг/см^3$.

Для одной из конструкций с алюминиевым ротором $\gamma_{cp} = 0,00362 \text{ кг/см}^3$.

Подставив в формулу (14) величины по формулам (15) — (18), определяем центробежную силу

$$P_u = \frac{3k_3 R_0^2 a \gamma_{cp} v_{ma}^2}{g} \text{ кг}. \quad (19)$$

Подставив значение R_0 из формулы (8), получаем величину той же силы, выраженную через мощность:

$$P_u = \frac{27,2 k_3 \gamma_{cp} v_{ma} N_e}{g P_e} \text{ кг}. \quad (19a)$$

Из формулы (19a) следует, что центробежная сила вращающейся массы ротора и эксцентрика зависит только от мощности и быстроходности, не зависит от конструктивного параметра a и мало зависит от параметров c и b (коэффициент k_3).

От параметра c зависит механический к.п.д. двигателя

$$\eta_m = 1 - \frac{P_{мех}}{P_i}, \quad (20)$$

где p_i — среднее индикаторное давление;

$p_{мех}$ — среднее давление механических потерь, равное сумме потерь на трение $p_{тр}$, насосных потерь $p_{нас}$ и потерь на привод вспомогательных агрегатов $p_{аз}$.

Если выполнить несколько двигателей с одинаковым образующим радиусом $R_{np} = c R_0$, длиной ротора H , числом оборотов вала n , действительной степенью сжатия e_d , но с различными значениями параметров c , то для таких двигателей протекание рабочего процесса во времени и по углу поворота, силы давления газов на ротор, подшипники и уплотнительные элементы будут примерно одинаковыми, равными останутся и скорости скольжения уплотнительных элементов по корпусу двигателя.

При этих условиях вполне вероятно, что мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, и мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов, будут одинаковы.

Среднее давление, затрачиваемое на преодоление трения и привод вспомогательных агрегатов, определим из формулы (1).

Подставив рабочий объем по формуле

$$V_h = \sqrt{3} \frac{R_{np} (R_{np} + r_y) H}{c}, \quad (21)$$

где эксцентриситет e выражен через производящий радиус

$$e = \frac{R_{np}}{3c}, \quad \text{а } r_y = 0, \text{ получим}$$

$$p_{тр} + p_{аз} = \frac{450 N_{mp}}{\sqrt{3} R_{np}^2 H n} c. \quad (22)$$

Так как по условию N_{mp} , R_{np} , H и n постоянны, то среднее давление трения и привода вспомогательных агрегатов

$$p_{тр} + p_{аз} = A_1 c \quad (22a)$$

пропорционально параметру c .

Иная зависимость от параметра c получается для среднего давления насосных потерь $p_{нас}$.

При принятых ранее условиях для одинаковых величин R_{np} , H и n можно считать, что сечения впускных и выпускных отверстий f также одинаковы, тогда скорость смеси во впускных отверстиях

$$w = \frac{V_h n \eta_v}{60f},$$

а перепад давления

$$p_{нас} = k w^2.$$

Подставив значение рабочего объема по формуле (21) и полагая $\eta_v = \text{const}$, получим

$$p_{нас} = A_2 \frac{1}{c^2}, \quad (23)$$

где $A_2 = k \left(\frac{\sqrt{3} R_{np}^2 H n \eta_v}{60f} \right)^2$ — постоянный коэффициент.

Среднее давление механических потерь получим, просуммировав выражения (22a) и (23):

$$p_{мех} = A_1 c + A_2 \frac{1}{c^2}. \quad (24)$$

Для определения значения c , при котором среднее давление механических потерь имеет минимум, возьмем первую производную и приравняем ее нулю:

$$\frac{dp_{мех}}{dc} = A_1 - 2A_2 \frac{1}{c^3} = 0,$$

откуда $p_{мех}$ имеет минимум при

$$c = \sqrt[3]{\frac{2A_2}{A_1}}. \quad (25)$$

Численное значение коэффициентов A_1 и A_2 можно определить из опыта или расчета.

Из опубликованных данных [1] при $c=2,33$ $p_{тр}+p_{аг} = 2,2$ $кг/см^2$, откуда $A_1=0,945$ $кг/см^2$. Из расчета рабочего процесса по методике [4] при $c=2p_{нас} = 0,4$ $кг/см^2$, откуда $A_2 = 1,6$ $кг/см^2$.

Тогда $p_{мех} = 0,945 c + 1,6 \frac{1}{c^2}$ $кг/см^2$ имеет минимум при

$$c = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,6}{0,945}} = 1,5.$$

Приняв $p_1=12,5$ $кг/см^2$, получаем следующие значения $p_{мех}$ и η_m в зависимости от c (табл. 2):

Таблица 2

c	1,5	2	2,5	3	3,5	4
$p_{мех}$ в $кг/см^2$	2,13	2,29	2,62	3,01	3,44	3,88
η_m	0,830	0,817	0,790	0,759	0,725	0,690

Таким образом, для уменьшения отрицательных сил инерции и угла отклонения радиальной уплотнительной планки от нормали к поверхности корпуса следует увеличивать параметр c , а из соображений уменьшения габаритов, удельного веса, сил давления газов и механических потерь надо уменьшать параметр c . Из условия вписывания синхронизирующей шестерни (R_0) минимальное значение $c=5/3$ [2], а из конструктивных соображений $c > 2$, это значение можно рекомендовать при конструировании роторно-поршневого двигателя. Габариты двигателя и удельный вес уменьшаются при увеличении длины ротора, следовательно, целесообразно увеличить длину ротора. Однако при увеличении длины ротора уменьшается радиус производящей окружности и диаметр шеек эксцентрикового вала, в связи с чем увеличиваются напряжения в вале, что и ограничивает длину ротора.

В общем случае на эксцентриковый вал действует вектор нагрузок

$$\bar{P} = \bar{P}_z + \bar{P}_u, \quad (26)$$

где $\bar{P}_z$ — вектор сил от давления газов;

$\bar{P}_u$ — вектор центробежных сил инерции.

В связи с тем, что максимальная сила давления газов получается вскоре после достижения минимального объема рабочей полости, угол между векторами нагрузок мало отличается

Рис. 2. Схема сил, действующих на ротор

от 180° , и с достаточной точностью можно считать, что силы $P_z = P_z$ и P_u действуют в одной плоскости. Схема действующих сил показана на рис. 2. Центробежная сила инерции ротора и эксцентрика P_u уравновешивается двумя противовесами, а сила давления газов P_z — двумя реакциями подшипников. Из анализа конструкций роторных двигателей следует, что $l_2 \approx \frac{1}{2} l_1$, тогда изгибающий момент в сечении перехода опорной шейки вала в эксцентрик

$$M_{из} = l_1 \left(\frac{P_z}{4} - \frac{P_u}{2} \right) \text{ кгс.м} \quad (27)$$

и напряжения изгиба в этом сечении

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} \text{ кг/см}^2. \quad (28)$$

Выразим размеры через определяющий параметр R_0 : расстояние опасного сечения до противовеса

$$l_1 = k_2 R_0, \quad (29)$$

диаметр опорной шейки вала

$$d = k_1 R_0, \quad (30)$$

момент сопротивления ее изгибу

$$W = \frac{\pi}{32} d^3 = \frac{\pi}{32} k_1^3 R_0^3 \text{ см}^3. \quad (31)$$

Подставив в формулы (27) и (28) силу давления газов по формуле (13), центробежную силу инерции по формуле (19) и величины l_1 и W по формулам (29) и (31), определим напряжения в шейке эксцентрикового вала

$$\sigma_{из} = 4,42 \frac{ak_2}{k_1^3} [p_z(c+b) - 3,5 \cdot 10^{-3} k_3 \gamma_{ср} v_{та}^2]. \quad (32)$$

Тогда относительная длина ротора

$$a = \frac{[\sigma_{из}] k_1^3}{4,42 k_2 [p_z(c+b) - 3,5 \cdot 10^{-3} k_3 \gamma_{ср} v_{та}^2]}. \quad (33)$$

Для выполненных конструкций коэффициенты имеют следующее значение: $k_1=1,0 \div 1,1$; $k_2=1,4 \div 2,0$, для ротора из алюминиевого сплава $\gamma_{ср}=0,0036$ $кг/см^3$, скорость скольжения $v_{та}=1500 \div 2500$ $см/сек$. При большом давлении цикла (например, для дизельного цикла) и небольшой быстроходности $v_{та} < 1500$ $см/сек$ или при работе на пониженных оборотах по внешней характеристике силы инерции малы по сравнению с силами давления газов, тогда относительная длина ротора

$$a = \frac{[\sigma_{из}] k_1^3}{4,42 k_2 p_z(c+b)}. \quad (33a)$$

При большей быстроходности и относительно небольшом давлении цикла наибольшие напряжения изгиба получаются в конце расширения от действия центробежных сил инерции, тогда

$$a = \frac{[\sigma_{из}] k_1^3}{15,5 \cdot 10^{-3} k_2 k_3 \gamma_{ср} v_{та}^2}. \quad (33b)$$

Из двух возможных значений длины ротора следует принять меньшее значение.

Средняя скорость вершин ротора определяет быстроходность двигателя. Она ограничена скоростью распространения фронта пламени в карбюраторном двигателе с электрическим зажиганием.

Рабочий цикл роторно-поршневого двигателя с электрическим зажиганием соответствует циклу с замедленным горением.

Время горения смеси в камере

$$\tau = \frac{l_k}{v_z} \text{ сек}, \quad (34)$$

где v_z — скорость распространения фронта пламени;

l_k — расстояние от свечи до наиболее удаленной точки камеры сгорания.

При расположении свечи в центре прямоугольной камеры

$$l_k = \frac{R_0}{2} \sqrt{a^2 + 3c^2} \text{ м}. \quad (35)$$

Наименьшая потеря индикаторной работы при замедленном горении получается, когда угол предварения воспламенения $\theta_{нр}$ до $v_{мин}$ равен углу окончания горения ψ_z после $v_{мин}$.

Угол поворота ротора за время горения

$$\psi_z = 2\psi_z = 2\theta_{нр}. \quad (36)$$

Время поворота ротора на этот угол

$$\tau_z = \frac{2\psi_z}{\omega_p} = \frac{2\psi_z}{v_{та}} c R_0 \text{ сек}. \quad (37)$$

Приравняв выражения (34) и (37) с учетом уравнения (29), получим

$$v_{та} = \frac{4\psi_z v_z}{\sqrt{\left(\frac{a}{c}\right)^2 + 3}} \text{ м/сек}. \quad (38)$$

Объем рабочей полости изменяется по закону

$$V = \frac{V_h}{2} \left(\frac{\varepsilon_\partial + 1}{\varepsilon_\partial - 1} - \cos 2\psi \right). \quad (39)$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\frac{\varepsilon_\partial + 1}{\varepsilon_\partial - 1} - \cos 2\psi_z}{\frac{\varepsilon_\partial + 1}{\varepsilon_\partial - 1} - 1}, \quad (40)$$

отсюда

$$2\psi_z = \arccos \left[\frac{\varepsilon_\partial + 1}{\varepsilon_\partial - 1} - \rho \left(\frac{\varepsilon_\partial + 1}{\varepsilon_\partial - 1} - 1 \right) \right] \quad (41)$$

и

$$v_{та} = \frac{2v_z}{\sqrt{\left(\frac{a}{c}\right)^2 + 3}} \arccos \left[\frac{\varepsilon_\partial + 1}{\varepsilon_\partial - 1} - \rho \left(\frac{\varepsilon_\partial + 1}{\varepsilon_\partial - 1} - 1 \right) \right]. \quad (42)$$

Если принять, что скорость распространения фронта пламени $v_z = 60$ м/сек [3], то для двигателя со степенью сжатия

$\varepsilon_\partial = 8$, $a=2$, $c=2$ для различных значений ρ получаются значения $v_{та}$, приведенные в табл. 3.

Таблица 3

ρ	$v_{та}$ в м/сек
1,1	14,7
1,2	20,2
1,3	25,2
1,4	28,9
1,5	32,5

Из опыта поршневых двигателей приемлемым можно считать $\rho = 1,2 \div 1,3$, что получается при средней скорости скольжения вершин ротора 20—25 м/сек.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ханин И. С., Чистозвонов С. Б. Автомобильные роторно-поршневые двигатели. Машгиз, 1964.
2. Бенкович В. С., Гостев В. Б. Определение параметров роторно-поршневого двигателя. Труды НАТИ. Вып. 139, ОНТИ—НАТИ, 1961.
3. Wankel F., Froede W. „MTZ“, 1960, № 2.
4. Глаголев И. М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. Новый метод расчета. Машгиз, 1950.

УДК 621.114.4:621.436.001.4

Испытание автомобилей ГАЗ-53 с дизелями

К. В. ГОРБУНОВ
Горьковский автозавод

3 А ПОСЛЕДНИЕ годы на грузовых автомобилях грузоподъемностью 3—5 т, а также на легковых автомобилях такси все чаще стали устанавливать быстроходные дизели. Современные дизели, применяемые на автомобилях малой и средней грузоподъемности, работают с максимальным числом оборотов в минуту 3000—4000, сохраняя при этом плавное протекание кривой крутящего момента при малых и средних оборотах коленчатого вала. Максимальный крутящий момент у дизелей лежит в области низких чисел оборотов коленчатого вала и коэффициент приспособляемости крутящего момента у дизелей выше, чем у карбюраторных двигателей.

Быстроходные дизели по своим размерам и удельным показателям близко подходят к показателям карбюраторных двигателей, и применение их на автомобилях вместо карбюраторных двигателей позволяет резко снизить расход топлива, сохраняя или повышая динамические качества автомобиля.

С целью выяснения технико-экономических и динамических показателей автомобиля с дизелями на Горьковском автозаводе были проведены сравнительные испытания трех автомобилей ГАЗ-53, из которых один автомобиль ГАЗ-53 был стандартного изготовления с V-образным восьмицилиндровым карбюраторным двигателем и два автомобиля ГАЗ-53 с дизелями марки 6.305 и 4.236 английской фирмы Перкинс.

Основные конструктивные размеры и технические параметры двигателя ГАЗ-53 и дизелей марок 6.305 и 4.236 приведены в табл. 1, а скоростные характеристики показаны на рис. 1.

Из приведенных данных следует, что оба дизеля имеют меньшую максимальную мощность, но максимальный крутящий момент лежит в зоне низких чисел оборотов и кривая протекания крутящего момента при малых и средних числах оборотов более пологая, что обеспечивает более устойчивую работу автомобиля на передачах.

По своим весовым показателям двигатели 6.305 и 4.236 значительно уступают двигателю ГАЗ-53*, так как первые выполнены в чугунном исполнении, а последний — в алюминевом.

* Мозокин Н. Г., Сыркин П. Э. «Автомобильная промышленность», 1964, № 7.

Таблица 1

Параметры	Двигатели		
	ГАЗ-53	4.236	6.305
Число цилиндров	8	4	6
Расположение цилиндров	V-образное	Рядное	Рядное
Диаметр цилиндра в мм	92	98,4	91,4
Ход поршня в мм	80	127	127
Рабочий объем в л	4,25	3,86	5,0
Отношение хода поршня к диаметру	0,87	1,29	1,37
Степень сжатия	6,7	16,0	17,4
Мощность N_e в л.с. при n в об/мин	115	80	89
Максимальный крутящий момент в кгм при об/мин	3200	2800	2300
	29,0	26,7	30,0
Литровая мощность в л.с./л	2000—2200	1300—1500	1250
Литровый момент в кгм/л	27	21,5	18
Минимальный расход топлива в г/л.с.ч.	6,85	6,85	6,0
Полный вес в кг	230	165	180
Материал остова двигателя	325	415	450
	Алюминий	Чугун	Чугун

Двигатель марки 6.305 — четырехтактный дизель с отдельной камерой сгорания типа Перкинс.

Система сгорания Перкинс представляет собой комбинацию системы сгорания непосредственного впрыска с системой предкамерного впрыска, которая обеспечивает холодный пуск и малые тепловые потери, малый расход топлива, высокое число оборотов коленчатого вала двигателя, большой моторесурс при умеренных эксплуатационных расходах.

Блок цилиндров представляет собой монолитную отливку из чугуна. В блок-картер вставляются гильзы сухого типа, отлитые из специального высокопрочного чугуна или изготовленные из стали с хромированной поверхностью зеркала.

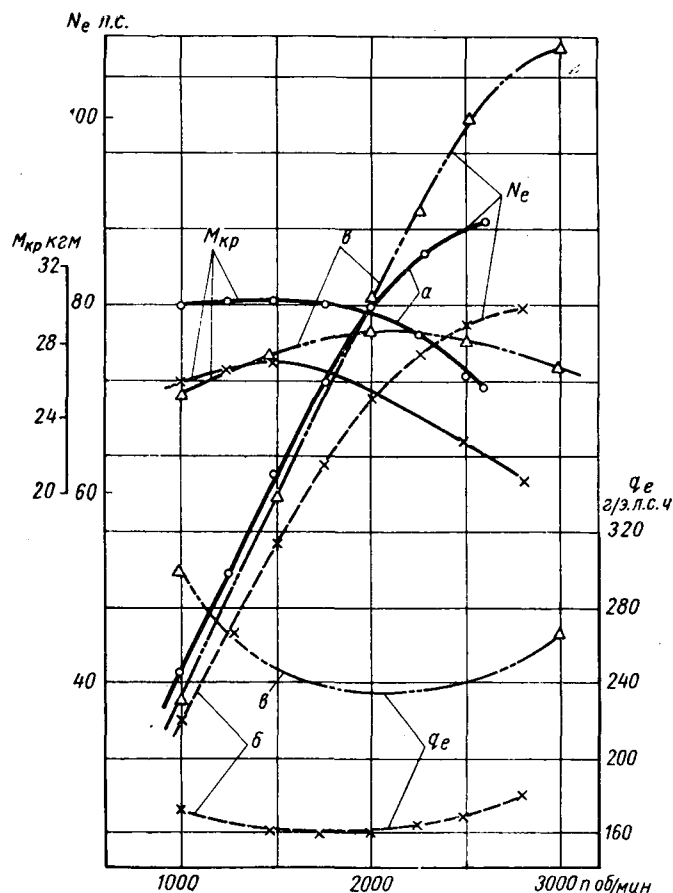


Рис. 1. Скоростные характеристики двигателей:
а — дизель 6.305; б — дизель 4.236; в — V-образный двигатель ГАЗ-53

Водяная рубашка охлаждения расположена в блоке на всю длину гильзы.

Головка блока цилиндров, общая для всех шести цилиндров, отлита из чугуна и прикреплена к блоку с помощью шпилек из легированной стали. Клапанный привод монтируется на головке и закрывается стальной крышкой. На каждом цилиндре установлено по одному впускному и одному выпускному клапану. Сферическая камера сгорания формируется наполовину в отливке головки, а вторая — в стальной крышке, которая прикрепляется на болтах к головке. Каждый клапан открывается через коромысло грибовидным толкателем. Коромысло изготавливается методом штамповки из листового металла.

Коленчатый вал выполнен из хромомолибденовой стали с фланцем, на котором установлен маховик. Коренные и шатунные шейки закалены т.в.ч. На переднем конце вала установлены звездочки цепного привода и демпфер со шкивом для клинового ремня. Коленчатый вал семиопорный, вкладыши коренных и шатунных подшипников тонкостенные из свинцовой бронзы.

Шатуны изготовлены из легированной стали двутаврового сечения. Нижняя головка шатуна имеет прямой разъем и закрепляется двумя болтами.

Поршни, отлитые из высококремнистого алюминиевого сплава, имеют поршневой палец плавающего типа, перемещение которого ограничено стопорными кольцами. Каждый поршень имеет три компрессионных кольца и два маслосъемных, одно из которых расположено выше пальца, а другое — ниже.

Распределительный вал и вал привода вспомогательных агрегатов приводятся во вращение коленчатым валом с помощью цепной передачи. Топливный насос высокого давления и вакуумный насос системы тормозов смонтированы в линию и приводятся во вращение от вспомогательного вала.

Система смазки комбинированная. На двигателе установлен масляный насос роторного типа, который засасывает масло из картера через сетчатый фильтр и нагнетает под давлением в магистраль двигателя через полнопоточный масляный фильтр

со сменным бумажным элементом. Емкость масляной системы двигателя 11 л, фильтрующий элемент меняется через 6000—7000 км пробега или 200 ч работы.

Система охлаждения жидкостная закрытого типа с принудительной циркуляцией охлаждающей среды. Водяной насос расположен на переднем торце и приводится ремнем от коленчатого вала. Насос подает воду в головку через три патрубка питающей трубы.

Блок цилиндров охлаждается термосифоном. В корпусе насоса установлен термостат, который поддерживает заданный тепловой режим двигателя.

При низких температурах пуск двигателя облегчен установкой во впускной трубе специального пускового элемента, цель которого подогревать всасываемый воздух факелом горящего топлива.

Топливная система состоит из насоса высокого давления распределительного типа, форсунок, фильтра, подкачивающего насоса и трубопроводов высокого и низкого давления. Форсунки имеют двухструйный распылитель, из которого одна струя топлива впрыскивается в камеру, а другая через соединительный канал в камеру сгорания цилиндра.

Двигатель 4.236 — это новая конструкция четырехцилиндрового рядного четырехтактного дизеля с непосредственным впрыском фирмы Перкинс.

Система непосредственного впрыска включает впрыск топлива через многосопловую форсунку в специальную сферическую камеру сгорания, расположенную в поршне.

Блок цилиндров составляет одно целое с верхней частью картера и отлит из чугуна. В расточенные гнезда блока цилиндров запрессовываются гильзы сухого типа, изготовленные из специального чугуна. Водяная рубашка расположена в блоке на всей длине цилиндров и между цилиндрами.

Головка цилиндров, общая для четырех цилиндров, отлита из чугуна и прикреплена к блоку шпильками. Впускные и выпускные каналы расположены в головке с правой стороны и выполнены раздельно для каждого цилиндра. Поверхность всасывающего канала обрабатывается. Впускные и выпускные клапаны расположены в головке над цилиндрами вертикально в один ряд вдоль оси двигателя; они приводятся в действие от распределительного вала, смонтированного в блоке цилиндров, через толкатели, штанги и коромысла. Клапанный привод смазывается пульсирующей подачей масла под давлением от среднего подшипника распределительного вала.

Коленчатый вал пятиопорный, выполненный из хромомолибденовой стали, коренные и шатунные шейки закалены. Крайние и средние шейки сделаны заодно с противовесами.

Вкладыши тонкостенные, взаимозаменяемые, сталеалюминиевого типа. Крышки коренных подшипников чугунные, каждая из них прикрепляется двумя шпильками.

Шатуны изготовлены из молибденовой стали двутаврового сечения, имеют тонкостенные вкладыши сталеалюминиевого типа. Крышка нижней головки шатуна прикрепляется двумя прецизионными болтами.

Распределительный вал из высокопрочного чугуна монтируется на трех подшипниках с правой стороны. Рабочая поверхность кулачков закалена. Распределительный вал, топливный насос, вакуумный насос, масляный насос приводятся через редуктор от коленчатого вала.

Поршни отлиты из высококремнистого алюминиевого сплава, каждый поршень имеет три компрессионных кольца, одно маслосъемное кольцо расположено выше поршневого пальца, другое — в нижней части юбки. Пустотелый поршневой палец плавающего типа фиксируется стопорными кольцами.

Система смазки комбинированная. Масло роторным насосом, который приводится от коленчатого вала, нагнетается через полнопоточный фильтр со сменным бумажным элементом под давлением 3—5 кг/см² в масляную магистраль к подшипникам коленчатого и распределительного валов, клапанному приводу, приводу вспомогательных агрегатов. Емкость масляной системы 10 л. Фильтрующий элемент меняется через 9000—10 000 км пробега или 300 ч работы двигателя.

Система охлаждения жидкостная с принудительной циркуляцией охлаждающей среды центробежным насосом. В системе установлен термостат. На двигателе установлен топливный насос высокого давления распределительного типа и многосопловые форсунки.

Подкачивающий насос диафрагменного типа расположен с правой стороны двигателя, он нагнетает топливо через фильтр с бумажным элементом в насос высокого давления. В насосе высокого давления смонтирован гидравлический

регулятор. Схема топливной системы идентична схеме двигателя 6.305.

Дорожные испытания автомобилей ГАЗ-53 с дизелями производились с полезной нагрузкой 5000 кг, а автомобиль с карбюраторным двигателем (стандартный) с полезной нагрузкой 4000 кг по дорогам с асфальтобетонным покрытием. Автомобиль с двигателем 6.305 прошел более 50 тыс. км, а автомобиль с двигателем 4.236 прошел более 30 тыс. км.

Автомобиль с дизелем 6.305 имел общий вес 8420 кг, автомобиль с дизелем 4.236—8360 кг, автомобиль с карбюраторным V-образным двигателем — 7300 кг.

Дизели работали зимой на зимнем дизельном топливе, а летом — на летнем дизельном топливе по ГОСТу 305-58, а карбюраторный двигатель — на бензине с октановым числом 72. В систему смазки заправлялось масло для V-образных двигателей по ГОСТу 10541-63. Хранение автомобилей было безгаражное.

Экономические качества каждого автомобиля оценивались по ежедневным и средним расходам топлива, а также по специальным измерениям и заездам, которые были организованы во время испытаний.

1. Эксплуатационный расход топлива в условиях движения по загородным дорогам с асфальтобетонным покрытием определяется при движении автомобилей по маршруту Горький — Москва — Курск — Харьков — Симферополь и обратно. Средние результаты измерений сведены в табл. 2.

Таблица 2

Автомобиль	Пробег в км	Общий расход топлива в л	Расход топлива в л/100 км	Средняя скорость в км/ч	Нагрузка в т
ГАЗ-53 с двигателем 6.305 . . .	3562	762,5	20,6	57,9	5
ГАЗ-53 с двигателем 4.236 . . .	3562	662,4	18,9	57,6	5
ГАЗ-53 с карбюраторным двигателем	3562	907,5	25,5	57,7	4

2. Расход топлива при движении автомобилей со скоростью 35—40 км/ч определялся на автомагистрали при пробеге 50 км в одном направлении и 50 км в обратном направлении. Средние расходы топлива и скорости приведены в табл. 3.

Таблица 3

Автомобиль	Нагрузка в кг	Расход топлива в л/100 км	Средняя скорость в км/ч
ГАЗ-53 с двигателем 6.305	4000	13,5	40,5
	5000	13,9	41,0
ГАЗ-53 с двигателем 4.236	4000	11,7	40,5
	5000	12,0	41,0
ГАЗ-53 с карбюраторным двигателем	4000	19,3	40,5
	5000	20,1	41,0

3. Средний расход топлива (рис. 2, а) и средние скорости движения (рис. 2, б) в условиях городской езды определялись по восьми заездам по специальному маршруту в Москве по улицам с наиболее интенсивным движением транспорта протяженностью 44 км.

4. Дорожно-экономические характеристики автомобилей снимались при постоянных скоростях движения: 20; 30; 40; 50; 60; 70 км/ч на шоссе с нагрузкой на платформе 4000 и 5000 кг. Полученные дорожно-экономические характеристики приведены на рис. 3.

5. В период пробега были проведены испытания по определению эксплуатационного расхода топлива, средних скоростей и теплового режима двигателей на подъемах и спусках автомобилей в условиях горных дорог. Преодоление подъемов автомобилями с карбюраторным V-образным двигателем и с дизелем 4.236 осуществлялось в основном на второй передаче, а автомобиль с дизелем 6.305 эти же подъемы преодолевал на третьей передаче.

Тепловой режим системы охлаждения и смазки всех двигателей удовлетворительный, так как температура воды и масла выше 95—97° не поднималась при температуре окружающего воздуха 25—30°.

Средний эксплуатационный расход топлива составил за время испытаний 18—21 л/100 км для автомобилей ГАЗ-53 с дизелями при полезной нагрузке 5000 кг, для автомобиля ГАЗ-53 с карбюраторным двигателем при полезной нагрузке 4000 кг расход 29—31 л/100 км.

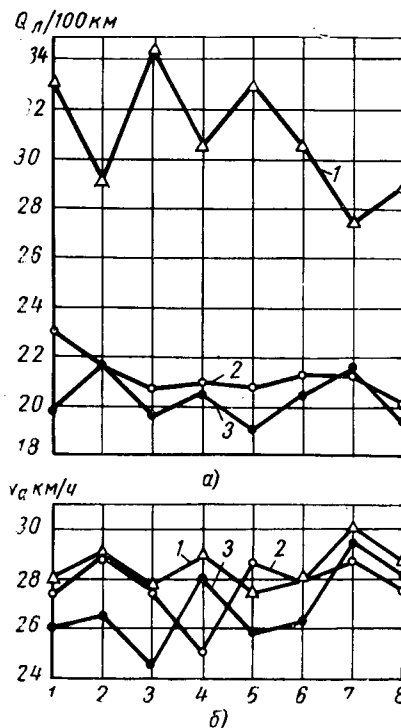


Рис. 2. График среднетехнических скоростей и расходов топлива автомобилей в городских условиях:

1 — автомобиль ГАЗ-53, двигатель карбюраторный V-образный, восьмицилиндровый; 2 — автомобиль ГАЗ-53, дизель 6.305; 3 — автомобиль ГАЗ-53, дизель 4.236.

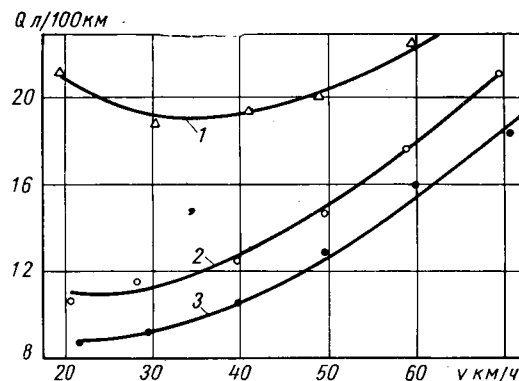


Рис. 3. Экономическая характеристика автомобилей:

1 — с карбюраторным V-образным двигателем; 2 — с дизелем 6.305; 3 — с дизелем 4.236

Применение дизелей на автомобиле ГАЗ-53 позволяет снизить расход топлива на 32—35% по количеству топлива, или на 65% по стоимости его.

Расход масла в течение всего периода испытаний определялся доливом масла до уровня из мерной кружки и составил в среднем около 140—160 г/100 км у всех двигателей.

Рассмотрев кривые динамических показателей автомобилей, можно отметить следующее:

1. Выбег автомобилей за период испытаний практически у всех автомобилей остался неизменным в пределах 930—960 м.

2. Минимально устойчивая скорость движения на прямой передаче за весь период испытаний оставалась для автомобиля с двигателем 6.305 — 15 км/ч, для автомобиля с двига-

телем 4.236—17 км/ч, для автомобиля с V-образным двигателем — 20 км/ч.

3. Максимальная скорость движения всех автомобилей на прямой передаче за период испытаний оставалась постоянной и выразилась для автомобиля с двигателем 6.305 — 70 км/ч, для автомобиля с двигателем 4.236 — 75 км/ч, для автомобиля с V-образным двигателем — 85 км/ч.

Абсолютные величины максимальной скорости на прямой передаче 70—85 км/ч для грузового автомобиля достаточно высокие. Автомобили имели различную максимальную скорость, так как их двигатели различны по конструкции и регуляторы максимального числа оборотов отрегулированы на различное максимальное число оборотов.

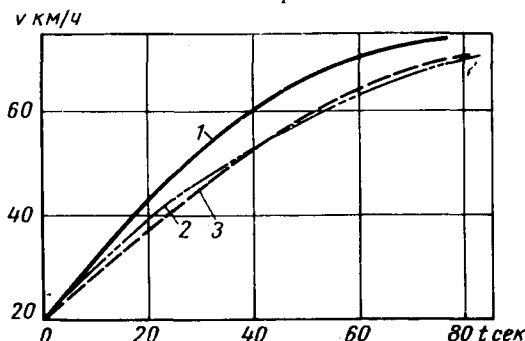


Рис. 4. Время разгона автомобилей на прямой передаче, нагрузка 5000 кг:

1 — дизель 6.305; 2 — дизель 4.236; 3 — карбюраторный V-образный двигатель.

4. Время t разгона автомобилей с места до скорости 70 км/ч с переключением передач и на прямой передаче с начальной скоростью 20 км/ч до скорости 70 км/ч определялось в соответствии с ГОСТом 6875-54 и приведено на рис. 4 и 5.

Из полученных результатов видно, что автомобиль с дизелем 6.305 имеет лучшую динамику, чем автомобили с карбюраторным V-образным двигателем и дизелем 4.236.

Данные по динамике, полученные при испытании всех автомобилей, достаточно высокие, но автомобиль с двигателем 6.305 имеет динамические показатели на 5—8% выше по сравнению с двумя другими автомобилями.

За весь период испытаний оценивались пусковые качества дизелей при низких температурах. Контрольные пуски осуществлялись после ночных стоянок. До температуры -10° окружающей среды пуск двигателей возможен без пролива горячей воды и без применения пускового подогревателя,

который установлен во впускной трубе и включается на 12—15 сек перед включением стартера. При температуре до -27° окружающей среды применялась горячая вода для заливки

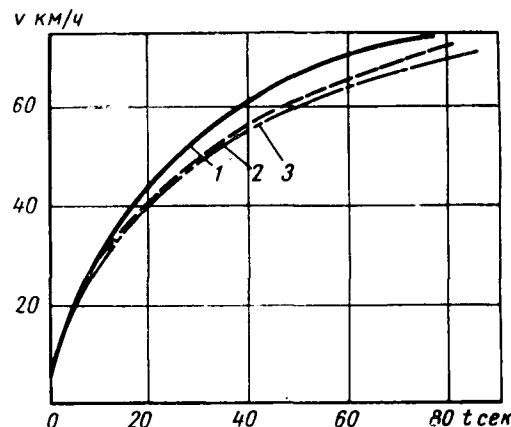


Рис. 5. Время разгона автомобилей с места с переключением передач, нагрузка 5000 кг (обозначения те же, что на рис. 4)

системы охлаждения и включался подогреватель воздуха на 10—15 сек, двигатели пускались с первой попытки через 4—8 сек прокручивания стартером.

Выводы

1. Применение дизелей на автомобилях ГАЗ-53 позволило резко снизить расход топлива. Расход топлива на 1 т/км перевезенного груза снизился на 46%.

2. Применение дизелей на автомобиле ГАЗ-53 позволяет значительно реже переходить на пониженную передачу и больше время работать на прямой передаче. Отсутствие частых переключений передач, особенно на автомобиле с двигателем 6.305, положительно сказывается на работе как самого двигателя, так и трансмиссии, которая работает плавно без дополнительных нагрузок при переключении.

3. Применение дизеля 6.305 на автомобиле ГАЗ-53 обеспечивает ему лучшие динамические показатели.

4. Применение рядных дизелей обеспечило более удобный доступ к двигателю при техническом обслуживании и проведении ремонтных работ.

УДК 629.113.539.434.004.67

Надежность и проблема ремонта автомобилей

(В порядке обсуждения)

Г. А. МАЛЫШЕВ

Управление авторемзаводов и автотехснабжения

ЭКОНОМИЯ по содержанию автомобиля в технически исправном состоянии при его эксплуатации имеет более важное значение, чем экономия средств при его изготовлении.

По исследованиям А. Ф. Дергачева (МАДИ), затраты на поддержание автомобиля в технически исправном состоянии в процессе эксплуатации в 7,5 раза превышают затраты на его изготовление, а расход материалов и запасных частей на эти же цели — в 1,3 раза. Такое явление характерно не только для автомобилей отечественного производства, но и для многих зарубежных автомобилей.

Ненормальное соотношение между затратами на изготовление автомобиля и на поддержание его в технически исправном состоянии является следствием качества автомобиля как

конструкции и организации поддержания автомобиля в технически исправном состоянии.

Возникновение новой науки о надежности машин и механизмов позволяет подойти научно к решению центральной задачи автомобильной промышленности, т. е. задачи резкого повышения качества при одновременном снижении затрат на поддержание его в технически исправном состоянии.

Согласно науке о надежности, качество любой машины, в том числе и автомобиля, определяется в основном его общей надежностью. Заслуживает положительной оценки уточнение понятий надежности для автомобилестроения, сделанное Р. В. Кугелем¹.

¹ Кугель Р. В. «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.

Общая надежность автомобиля — это его свойство, обусловленное безотказностью, долговечностью и ремонтопригодностью. Рассмотрим эти свойства, связав их с проблемой ремонта, так как между проблемой общей надежности и проблемой ремонта объективно существует весьма тесная зависимость. Автомобиль и его агрегаты состоят из большого количества деталей и узлов, которые имеют разные назначения, изготовлены из разных материалов и находятся в разных условиях работы. В связи с этим их роль в общей надежности автомобиля или агрегата различная.

Вероятность отказа (т. е. полной или частичной утраты работоспособности автомобиля, агрегата, узла или детали) возрастает с увеличением количества деталей в автомобиле и с увеличением срока его службы.

Создать автомобиль, в котором все детали обладали бы одинаковой вероятностью отказа и одинаковой долговечностью, вряд ли экономически может быть оправдано, но целесообразно учитывать и максимально регулировать вероятность отказа.

В настоящее время многие эксплуатационники изучают закономерности распределения отказов на протяжении срока службы автомобиля. В частности, А. М. Шейнин (МАДИ) различает в кривой интенсивности отказов три зоны; он справедливо указывает, что интенсивность отказов может быть определена по законам теории вероятности, однако эту проблему следует рассматривать глубже.

Важно знать не только распределение интенсивности отказов по времени, но причины и процессы, порождающие отказы, их следствия, и разработать меры по управлению отказами с тем, чтобы в запроектированные сроки обеспечить безотказную работу автомобиля, а также локализовать возникающие отказы.

Мы не против деления причин, вызывающих отказы, на две группы, как это предлагает Р. В. Кугель, т. е. на причины, не связанные с разрушением детали, и причины, связанные с ним. Но считаем, что такое деление недостаточно. Более того, отнесение большого количества различных причин отказов в одну группу, т. е. причины, обусловленные разрушением элементов, не акцентируют внимания конструкторов и ученых на изучении этих причин, не способствуют выработке мер по созданию управляемости этими отказами.

В автомобиле, как и в каждой машине или механизме, совершаются определенные закономерные процессы, которые в конечном итоге приводят к отказу того или иного элемента системы. К таким процессам следует отнести: износ, трение, эрозию, коррозию, вибрацию, усталость, старение и ряд других процессов. Создавая тот или иной узел автомобиля, конструктор обязан хорошо знать характер этих процессов, способы их недопущения или, по крайней мере, замедления. Появление большого количества новых синтетических конструктивных и технологических материалов, их умелое сочетание с традиционными конструкционными материалами позволяют успешно решать поставленные задачи.

Нельзя абсолютно ликвидировать износ от трения в узлах автомобиля, но при современном уровне технического развития можно резко сократить их величину. Известно, что в узлах трения автомобиля 70% износа — результат попадания абразивных частиц из атмосферы. Герметизация узлов трения пленками, полимерными сальниками, колпаками, муфтами и другими легкосменными деталями существенно уменьшит этот вид разрушения. Разрушение от трения движущихся деталей в узле неизбежно. В этом случае следует, чтобы изнашивалась наиболее дешевая и легкосменная деталь, а сохранялась более дорогая. Так, в двигателе следует ставить плавающие сменные гильзы блока и совершенно отказаться при ремонте от расточки гильз и тем более цилиндров блока. Также следует отказаться от поршней ремонтных размеров, оставив только кольца ремонтных размеров.

Установка специальных легкосменных вкладышей из органических или полимерометаллических составов может ликвидировать износ шеек коленчатого вала в результате трения. Это позволит отказаться от наплавки шеек коленчатого вала при ремонте, так как будут изнашиваться легко-сменные вкладыши.

Соединение валов и отверстий как при неподвижных, так и при подвижных посадках через эластики или специальные клеи позволит уменьшить износ от трения, износ от вибрации. Установка на таких эластичных болтов, винтов и других нормалей исключит необходимость подтяжек и т. п.

Ввод в материалы различных антистарителей замедляет процесс старения резины и пластмасс, различные покрытия и леги-

рующие присадки сдерживают процессы коррозии, покрытия полимерными материалами, различного рода переходы, выточки и т. п. снижают процесс усталости материала и т. д.

Изучение разрушающих процессов в автомобиле позволит уменьшить рассеивание отказов по времени, сосредоточить их в определенном заданном этапе работы автомобиля, т. е. перейти от графической кривой отказов типа I к типу II (см. рисунок).

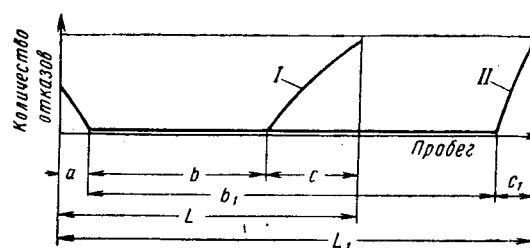


График отказов:

a — период обкатки, приработки; b — нормальный эксплуатационный период без управления отказами; b_1 — нормальный эксплуатационный период при управлении отказами; c — период перед капитальным ремонтом без управления отказами; c_1 — то же, при управлении отказами ($b_1 > b$; $L_1 > L$; $c_1 < c$)

Помимо управляемости отказами, в любой конструкции автомобиля нужно создать условия изолированности отказов, так как существуют отказы, которые вызывают своеобразную цепную реакцию отказов (возникновение одного отказа влечет за собой ускоренное или замедленное возникновение ряда отказов зачастую с неприятными последствиями). Так, выход из строя свечи в двигателе можно рассматривать как изолированный отказ, ибо он не влечет за собой немедленно других отказов, а поломка зуба какой-либо шестерни коробки передач может вызвать за собой ряд отказов во всем блоке шестерен. Аналогичное последнему явление наблюдается при обрыве болта шатуна и т. п.

Создать условия изолированности отказа — сложная задача, и не всегда ее можно конструктивно решать, но стремиться к ее решению, безусловно, необходимо. Так, очевидно, картеры некоторых сложных узлов трения, как, например, коробки перемены передач редуктора заднего моста целесообразно намагничивать, с тем чтобы в случае поломки какого-либо зуба шестерни предохранять другие шестерни и детали от разрушения.

Еще очень важным обстоятельством, имеющим отношение к отказам, является простота ликвидации отказов, т. е. возможность ликвидации отказов с минимальными затратами трудовых и материальных средств. Последнее очень тесно связано с таким свойством надежности, как ремонтопригодность. Кроме того, ремонтопригодность существенно влияет на долговечность автомобиля.

Долговечность автомобиля — это не техническая категория, а технико-экономическая. Она должна быть экономически оправданной. Поэтому можно считать, что верхний предел долговечности автомобиля — моральный срок службы данной модели автомобиля. Совершенно очевидно, что создавать такую долговечность автомобиля, которая превышала бы моральный срок службы данного типа автомобиля, нецелесообразно.

Анализ динамики цифр, характеризующих мировой автомобильный парк и ежегодное мировое производство автомобилей, позволяет сделать вывод, что моральный срок службы автомобилей близок к 12—15 годам. Несколько сложнее определить нижний экономически и технически целесообразный предел долговечности автомобиля.

Каждая деталь автомобиля обладает определенным техническим ресурсом, т. е. продолжительностью работы до наступления отказа. Теоретически любую деталь можно определенными техническими приемами и средствами восстановить до состояния, близкого к новому, и тем самым увеличить ее долговечность, но не всегда это будет экономически оправдано.

Подходя к этой проблеме, мы переходим уже в сферу ремонта. Для решения вопроса о продлении срока службы детали, т. е. увеличения ее долговечности, следует знать ее остаточный ресурс после наступления отказа и стоимость восстановления детали.

Если остаточный технический ресурс детали сравнительно велик и отношение стоимости ее восстановления к новому сроку службы (после восстановления) меньше, чем отношение стои-

мости изготовления новой детали к ее сроку службы, то восстановление целесообразно.

С точки зрения долговечности все детали автомобиля можно разделить на две основные группы: к первой следует отнести детали, срок службы которых прекращается при наступлении первого отказа (восстановление их экономически нецелесообразно); ко второй группе — детали, которые за время своей службы подвергаются неоднократным отказам и восстановлениям.

Любой автомобиль или агрегат автомобиля состоит из большого количества деталей, отказ которых наступает в разное время. На протяжении срока службы автомобиля наступает период массового отказа его деталей, в этом случае говорят, что наступил период необходимости постановки автомобиля в капитальный ремонт.

В настоящее время автомобилестроители рассматривают долговечность автомобиля как срок до наступления массовых отказов и принимают все зависящие от них меры, чтобы отдалить этот срок. Они считают, что срок службы автомобиля после капитального ремонта, т. е. вопрос общей долговечности автомобиля, должен решаться исключительно ремонтниками. Это принципиально неверная, а возможно, и вредная точка зрения. Продление срока службы автомобиля до первого капитального ремонта — это только первый шаг в решении проблемы увеличения долговечности автомобиля, если учитывать, что этот срок составляет только 25—30% от общего срока его службы.

Чтобы подойти к решению вопроса создания экономически оправданной долговечности автомобиля, необходимо навести определенный порядок как в теории, так и в практике ремонта автомобилей. Прежде всего возникает необходимость в уточнении понятий.

В настоящее время существуют эксплуатационные ремонты, капитальный ремонт, восстановление и т. д., но, к сожалению, нет четкого разграничения понятий.

Мы полагаем, что нужно оставить и уточнить три основных понятия как в теории, так и в практике ремонта автомобилей и его агрегатов, т. е. ремонт, восстановление и вторичное производство; последний термин введен Е. Т. Кошкиным (МАДИ). Первые два понятия относятся к детали или неразбираемому узлу, третье — к автомобилю или агрегату.

Под ремонтом следует понимать исправление чего-то, ликвидацию отказа без восстановления технического ресурса деталей. Ремонт как таковой не продлевает срока службы деталей, он только сохраняет полагающийся для детали срок службы или ее долговечность.

Восстановление — это продление срока службы, увеличение технического ресурса детали, это увеличение долговечности различными техническими приемами и средствами, это восстановление прочностных данных детали.

Работоспособность восстановленной детали близка к работоспособности новой.

Несколько сложнее с понятием капитального ремонта. Если глубоко разораться в практике современного восстановления автомобилей и агрегатов на авторемонтных предприятиях, то вряд ли можно говорить о капитальном ремонте автомобилей.

В настоящее время специалисты по ремонту автомобилей различают два метода капитального ремонта автомобилей и агрегатов: индивидуальный и индустриальный. Первый метод заключается в том, что автомобиль восстанавливается без разукрупнения деталей и узлов, негодные детали и узлы заменяются новыми, требующие восстановления — восстанавливаются и устанавливаются на этот же автомобиль. Соприжения, которые устанавливались в процессе эксплуатации автомобиля, как правило, сохраняются. Этот вид восстановления осуществляется в небольших мастерских с ограниченной производственной программой, а также при восстановлении специальных автомобилей немассового производства. При таком методе ремонта можно сохранить понятие капитального ремонта.

Тем не менее, на большинстве авторемонтных заводов получил распространение другой метод, который удачно назван Е. Т. Кошкиным индустриальным методом. Сущность его заключается в том, что автомобиль, у которого отказ деталей достиг максимума; разбирается на все составные детали, эти детали подвергаются дефектовке и сортировке на годные, требующие восстановления и негодные. Затем автомобиль собирается из годных, восстановленных и новых деталей.

В этом случае автомобиль или агрегат, который получает автохозяйство, не имеет ни одной детали от автомобиля, сдан-

ного в ремонт. Следовательно, отсутствует ремонт, так как нет объекта ремонта.

Мы считаем, что термин вторичное производство более точно определяет существо процесса, совершаемого над автомобилем на современных авторемонтных заводах, однако вряд ли целесообразно такие заводы называть авторемонтными. Более правильно называть их заводами вторичного производства автомобилей и агрегатов.

Вторичное производство продлевает долговечность автомобиля подобно тому, как заводы вторичного алюминиевого литья продлевают срок службы алюминия.

Увеличение долговечности автомобиля вторичным производством будет только тогда целесообразно и экономически оправдано, когда выдержано соотношение

$$\frac{Q_1}{Q} < \frac{L_1}{L},$$

где Q — стоимость изготовления нового автомобиля;

Q_1 — стоимость вторичного производства автомобиля;

L — пробег нового автомобиля до наступления массовых отказов;

L_1 — пробег автомобилей вторичного производства до наступления массовых отказов.

Итак, вторичное производство автомобилей и агрегатов с использованием работавших и восстановленных деталей не всегда будет оправдано.

Чтобы вторичное производство эффективно увеличивало долговечность выпускаемых промышленностью автомобилей, продукция этих предприятий должна быть более дешевой и надежной.

Следовательно, такой важный элемент надежности, как долговечность автомобиля, определяется деятельностью автостроительных и авторемонтных предприятий или предприятий вторичного производства. Однако по совершенно необоснованным причинам в работе этих предприятий отсутствует необходимое сотрудничество.

Еще больший разрыв существует между теорией конструирования автомобилей и теорией ремонта.

По-видимому, наступило время создать, наряду с теорией общей надежности, теорию ремонта как раздел теории общей надежности машин и механизмов, в том числе и автомобилей.

Создание такой теории позволит рационально решить проблему третьей ее особенности — проблему ремонтпригодности.

В данное время конструкторы и технологи автомобильной промышленности почти игнорируют вопросы ремонтпригодности создаваемых ими автомобилей и агрегатов. Поэтому часто конструкция автомобиля затрудняет ремонт и вторичное производство.

При разработке конструкции автомобиля необходимо учитывать следующие положения: в автомобиле должно быть минимальное количество неразбираемых узлов; доступность ко всем узлам во время осмотра должна быть хорошей; узлы трения должны быть максимально герметизированы; количество точек периодической смазки должно быть минимальным; должна быть обеспечена управляемость процессами износа, старения, разрушения коррозией и т. п.; изолированность от отказа; простота сборки и разборки и т. п.

Настало время коренным образом пересмотреть характер предприятий, занятых вторичным производством автомобилей и агрегатов (т. е. капитальным ремонтом автомобильной техники).

Маломощные заводы по вторичному производству автомобилей и агрегатов, как универсальные предприятия со всеми видами технологических процессов, присущих автомобильной промышленности, изжили себя и экономически не оправдывают свое существование.

Настоятельно возникла необходимость создания мощной индустрии вторичного производства автомобилей и агрегатов, для чего нужно реорганизовать существующие и создать новые предприятия высокой концентрации, построенные по принципу совершенно иной специализации.

Считаем, что должно быть три группы предприятий по вторичному производству автомобилей и агрегатов. Первая — предприятия по использованию (утилизации) деталей, автомобилей и агрегатов, не пригодных к дальнейшей эксплуатации.

На этих предприятиях должна осуществляться высокомеханизированная разборка автомобилей и агрегатов, мойка и очистка деталей, тщательная выбраковка деталей с определением остаточного технического ресурса деталей и сортировка их на годные и подлежащие восстановлению. Товарной продук-

цией таких заводов должны быть годные детали, бывшие в употреблении, и детали, подлежащие восстановлению.

Вторая группа предприятий — это предприятия по восстановлению деталей и неразбираемых узлов. Эти предприятия должны иметь поточные механизированные и полуавтоматизированные линии однородных деталей. Их товарная продукция — восстановленные детали и узлы.

Третья группа предприятий — это предприятия по вторичному производству автомобилей и агрегатов на базе бывших в употреблении, но годных деталей, восстановленных и новых деталей.

Режимы и технологические процессы сборки автомобилей и агрегатов на этих предприятиях должны быть тождественны режимам на автостроительных заводах.

При таком разделении предприятий исключается возможность попадания негодных деталей на сборку.

Естественно, что предприятия первой и второй группы нет смысла специализировать по маркам, даже семействам марок или по типам автомобилей, а предприятия третьей группы целесообразно специализировать по типам или семейству марок автомобилей и агрегатов.

Пересмотр и перестройка ремонтного производства, а также создание теории восстановления как раздела теории общей надежности, это не только техническая проблема, но и экономическая.

Отмирание понятия капитального ремонта в восстановлении автомобилей и возникновение понятия вторичного производства автомобилей и агрегатов вынуждает пересмотреть ряд экономических связей и положений. Так, операции сдачи в капитальный ремонт автомобилей и агрегатов следует заменить операциями продажи и покупки их за счет амортизационных отчислений. Необходимо упростить описание и восстанов-

ление основных фондов в автохозяйствах по разделу «подвижной состав» и т. д.

По-видимому, следует пересмотреть технико-экономические показатели планирования предприятий вторичного производства автомобилей и агрегатов, введя показатели, обеспечивающие выпуск надежной и долговечной продукции.

Действующие в настоящее время показатели не регламентируют выпуск долговечной продукции. Показатель рекламационного возврата неэффективен. Мы остановились только на некоторых вопросах надежности и ремонта автомобилей. Проблема эта весьма сложная, большая и требует соответствующих исследований.

Считаем, что целесообразно создать специальную рабочую комиссию из соответствующих специалистов при Министерстве автомобильной промышленности СССР, которая выработала бы решения поставленной проблемы. Чем скорее будут результаты от работы такой комиссии, тем больше страна сможет сэкономить средств, которые неэффективно используются при ремонте и восстановлении автомобильного парка.

Выводы

1. Должна быть создана теория общей надежности автомобилей и теория их ремонта как соответствующий раздел общей теории надежности.

2. В теории надежности должны быть выработаны теоретические принципы и практические рекомендации по управлению отказами и ликвидации последних.

3. Теорией надежности должны быть вооружены конструкторы, технологи-автомобилестроители, работники вторичного производства автомобилей и агрегатов, а также работники автохозяйств.

УДК 629.114.5:534—13.015.1

Некоторые особенности колебаний короткобазных автобусов ЛАЗ

Кандидаты техн. наук А. М. ГОРЕЛИК, И. Г. ЗАЦЕРКОВНЫЙ
НАМИ, Львовский автобусный завод

СОВРЕМЕННАЯ вагонная компоновка автобуса приводит к большому значению момента инерции поддресоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через их центр тяжести. При короткой базе автобуса это вызывает увеличе-

ние коэффициента распределения масс $\epsilon_y = \frac{r_y^2}{ab}$ от значения $\epsilon_y \approx 1$, свойственного многим типам автомобилей до значений, близких $\epsilon_y = 2$.

Проведенное исследование ограничено анализом влияния специфического для короткобазных автобусов распределения масс на характер колебаний кузова с точки зрения расположения зоны комфорта в салоне. При этом с помощью упрощенных методов исследования [1] можно объяснить некоторые особенности колебаний автобусов Львовского автобусного завода.

Коэффициент распределения масс автобуса является инерционной характеристикой, определяющей характер колебаний поддресоренных масс. При ϵ_y , значительно отличающемся от единицы, колебания поддресоренных масс не могут уже рассматриваться как два взаимонезависимых движения (вертикальные и угловые колебания или колебания передней и задней частей автомобиля) [2]. В результате значительной инерционной связи между колебаниями передней и задней поддресоренных масс каждая из них совершает сложные двухчастотные колебания. Это придает колебаниям короткобазных автобусов ряд особенностей, отличающих их от колебаний большинства автомобилей, обладающих значениями ϵ_y , практически близкими единице.

Рассматриваются малые колебания, в связи с чем частоты определяются по соответствующим эффективным прогибам прогрессивной подвески с учетом влияния распределения масс. Такое допущение в данном случае вполне обосновано.

Исследование частотной характеристики автобуса ЛАЗ-695Б [3] показало, что влияние нелинейности характеристики в рабочем диапазоне нагрузок на значение собственных частот при амплитудах, не превышающих 4 см, составляет 1—3%, т. е. во много раз меньше, чем влияние распределения масс этого автобуса.

Предположим, как это полагалось в статье [1], что возбуждение передней и задней подвесок при движении автобуса по неровной дороге имеет непрерывный, но нерегулярный характер. Однако при этом колебания передней и задней частей автобуса будем рассматривать взаимозависимыми ввиду того, что коэффициент распределения масс значительно отличается от единицы. Из теории автомобильной подвески [2] известно, что при $\epsilon_y \neq 1$ поддресоренные массы можно привести к массам M_1 и M_2 , сосредоточенным в точках А и В (рис. 1), и массе M_3 , посредством которой осуществляется

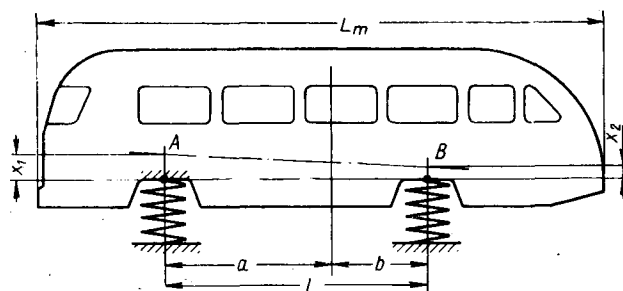


Рис. 1. Схема колебательной системы короткобазных автобусов ЛАЗ

связь между колебаниями передней и задней масс. Если ограничиться рассмотрением системы с двумя степенями свободы, то точки A и B будут совершать двухчастотные колебания. Аналогично [1] упрощенно предполагаем, что при переезде колесом каждой неровности в соответствующей подвеске будут возникать свободные колебания.

Результирующее колебание, возникающее при переезде автобусом каждой неровности, получим, складывая два двухчастотных колебания со сдвигом во времени на $t_0 = 0,036 \frac{L}{v_a}$ сек:

$$x_1 = C \left[\cos \Omega_{01}(t+t_0) + \eta_{a1} \cos \Omega_{01}t + \eta_a^2 \frac{\Omega_{01}^2}{k_{02}^2 - \Omega_{01}^2} \times \right. \\ \left. \times \frac{\Omega_{02}^2}{k_{01}^2 - \Omega_{02}^2} \cos \Omega_{02}(t+t_0) + \eta_{a1} \frac{\Omega_{02}^2}{k_{01}^2 - \Omega_{02}^2} \cos \Omega_{02}t \right], \quad (1)$$

где C — величина, характеризующая воздействие неровности на подвески автобуса (коэффициент C зависит от эффективной высоты неровности с учетом сглаживающего влияния шин, а также от соотношения частот системы и взаимосвязи между колебаниями подвесок); k_{01}, k_{02} — парциальные частоты поддресоренных масс, определяющиеся по значениям эффективных прогибов подвесок f_{aj} ;

$\eta_{a1}, \eta_{a2}, \eta_a^2$ — коэффициенты связи;

Ω_{01}, Ω_{02} — собственные частоты (частоты связи) поддресоренных масс, определяющиеся по общеизвестным формулам для системы с двумя степенями свободы.

Аналогичное выражение колебаний задней подвески отличается индексацией; члены с аргументом $t+t_0$ будут иметь аргумент t , а члены с аргументом t будут иметь аргумент $t+t_0$. Оба выражения в общем виде

$$x_1 = C_{11} \cos \Omega_{01}(t+t_0) + C'_{11} \cos \Omega_{01}t + C_{12} \cos \Omega_{02}(t+t_0) + \\ + C'_{12} \cos \Omega_{02}t; \quad (2)$$

$$x_2 = C_{21} \cos \Omega_{02}t + C'_{21} \cos \Omega_{02}(t+t_0) + C_{22} \cos \Omega_{01}t + \\ + C'_{22} \cos \Omega_{01}(t+t_0). \quad (3)$$

Геометрически складывая члены с одинаковой частотой, получим выражения типа

$$x_j = E_j \cos \Omega_{0j}(t + \Delta t_j) + F_j \cos \Omega_{0j \pm 1}(t + \Delta t'_j), \quad (4)$$

где j — индекс подвески (в индексе $j \pm 1$ знак «плюс» берется при $j=1$; знак «минус» — при $j=2$);

$$E_j = \sqrt{C_{j1}^2 + C_{j1}'^2 + 2C_{j1}C_{j1}' \cos \Omega_{0j}t_0}; \quad (4a)$$

$$F_j = \sqrt{C_{j2}^2 + C_{j2}'^2 + 2C_{j1}C_{j1}' \cos \Omega_{0j \pm 1}t_0}. \quad (4б)$$

Обозначим $\Omega_{0j}t_0 = \varphi_j$ и $\Omega_{0j \pm 1}t_0 = \varphi'_j$, тогда последние постоянные определяются из рис 2:

$$\cos \varphi_1 = \frac{C_{11} \cos \Omega_{01}t_0 + C_{11}'}{E_1}; \quad \cos \varphi'_1 = \frac{C_{12} \cos \Omega_{02}t_0 + C_{12}'}{F_1}; \quad (4в)$$

$$\cos \varphi_2 = \frac{C_{21} + C_{21}' \cos \Omega_{02}t_0}{E_2};$$

$$\cos \varphi'_2 = \frac{C_{22} + C_{22}' \cos \Omega_{01}t_0}{F_2}. \quad (4г)$$

Значения амплитуд E_j, F_j , а также начальных фаз φ_j и φ'_j зависят от скорости движения автобуса, определяющей сдвиг фаз $\Omega_{0j}t_0$ между соответствующими колебаниями передней и задней подвесок. Таким образом, характер колебаний в под-

весках в значительной степени связан со скоростью движения автобуса.

При близком значении собственных частот колебания в подвесках автобуса будут принимать характер биений. Если допустить, что процесс колебаний начинается с хода исследуемой

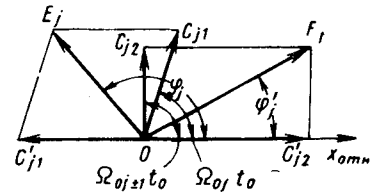


Рис. 2. Векторная диаграмма колебаний в подвеске коротко-базисного автобуса

поддресоренной массы вниз (т. е. со сжатия подвески), то максимальное перемещение будет соответствовать первому максимуму биений (рис. 3). При этом амортизаторы практически не влияют на величину максимального перемещения в связи с тем, что их сопротивление при ходе сжатия, как правило, во много раз меньше сопротивления при ходе отдачи.

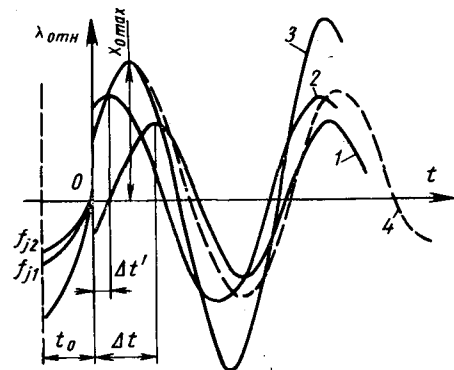


Рис. 3. Схема определения максимума низкочастотного перемещения:

1 — колебание с высшей частотой; 2 — колебание с низшей частотой; 3 — результирующие колебания; 4 — характер колебаний при наличии амортизаторов

Наоборот, если колебательный процесс будет начинаться с движения исследуемой поддресоренной массы вверх, то основная доля энергии будет рассеяна уже в течение первого хода (хода отдачи). В связи со сказанным выше при теоретическом исследовании особенностей колебаний автобуса ЛАЗ-695Б основное внимание уделяется исследованию максимальных перемещений, соответствующих сжатию подвески.

Анализ колебаний, возникающих в подвесках автобуса ЛАЗ-695Б, проведен при скоростях $v_a \approx 35-120$ км/ч с использованием зависимости (1). Исследование проводилось для четырех нагрузочных режимов автобуса (рис. 4): без нагрузки (I), с нагрузкой — 32 сидящих пассажира (II), с номинальной нагрузкой — 55 пассажиров (III), а также с пиковой нагрузкой — 75 пассажиров (IV). Значения пара-

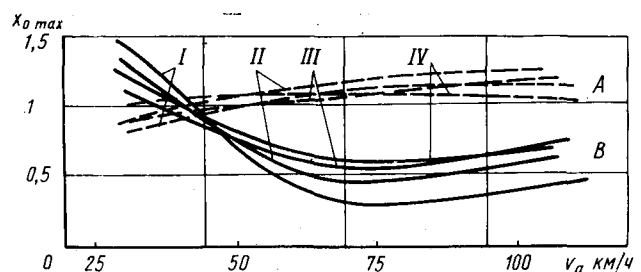


Рис. 4. Зависимость максимальных относительных перемещений точек A (пунктирные линии) и B (сплошные линии) автобуса ЛАЗ-695Б от скорости движения

Таблица 1

Наименование	I	II	III	IV	I	II
	без нагрузки	32 пассажира	55 пассажиров	75 пассажиров	без нагрузки	50 пассажиров
Автобус ЛАЗ-695Б						
Вес поддресоренных масс в кг:						
передней G_{n1}	1420	2070	2730	3340	2240	3120
задней G_{n2}	3180	4910	5860	6650	2270	5100
Приведенные неподдресоренные массы в кг сек ² /см:						
передняя m_1	0,646	0,646	0,646	0,646	0,7	0,7
задняя m_2	1,075	1,075	1,075	1,075	1,21	1,21
Координата центра тяжести поддресоренных масс в см:						
a	289	295	285,5	279	203	155
b	130	124	133,5	140	206	254
Радиус инерции поддресоренных масс r_y в см	278	256	245	241	248	212
Коэффициент распределения масс ϵ_y	2,06	1,79	1,58	1,49	1,475	1,15
Коэффициенты связи						
γ_{a1}	-0,423	-0,356	-0,283	-0,246	-0,192	-0,0223
γ_{a2}	-0,248	-0,189	-0,157	-0,141	-0,19	-0,0413
γ_a	0,105	0,0673	0,0445	0,0347	0,0366	0,00092
Приведенные поддресоренные массы в кг сек ² /см:						
M_1	2,52	3,3	3,9	5,2	2,78	3,41
M_2	4,31	6,22	7,0	7,9	2,81	5,4
M_3	-1,65	-1,175	-1,1	-1,11	-0,535	-0,223
Коэффициент жесткости передней подвески и эффективный прогиб передней подвески:						
c_1 в кг/см	248	245	290	355	370	370
f_{a1} в см	5,75	8,45	9,4	9,4	5,85	8,25
Коэффициент жесткости задней подвески и эффективный прогиб задней подвески:						
c_2 в кг/см	420	468	530	580	485	485
f_{a2} в см	7,6	10,45	11,5	11,45	4,58	10,3
Коэффициенты жесткости шин в кг/см:						
передних $c_{ш1}$	1780	1980	2150	2300	2025	2245
задних $c_{ш2}$	3600	4140	4340	4540	3310	4150
Парциальные частоты поддресоренных масс, определенные по эффективным прогибам, в 1/сек:						
k_{01}	13,1	10,75	10,2	10,2	12,9	10,9
k_{02}	11,4	9,65	9,45	9,25	14,65	9,75
Парциальные частоты поддресоренных масс с учетом распределения масс в 1/сек:						
k_{01}	9,95	8,62	8,63	8,86	11,5	10,4
k_{02}	9,88	8,7	8,7	8,58	13,1	9,48
Парциальные частоты поддресоренных масс в 1/сек:						
p_{01}	56,2	58,7	61,5	64,2	58,5	60,0
p_{02}	61,0	65,5	67,2	69,0	56,0	62,0
Собственные частоты поддресоренных масс в 1/сек:						
2 степени свободы:						
ω_{01}	12,02	7,72	7,85	9,66	11,0	10,4
ω_{02}	8,6	10,05	9,7	8,0	13,9	9,48
4 степени свободы:						
ω_{01}	11,03	7,45	7,42	8,98	10,2	9,7
ω_{02}	8,22	9,55	8,95	7,53	13,09	8,95
Собственные частоты неподдресоренных масс в 1/сек:						
ω_{01}	56,3	58,8	61,6	64,25	58,7	60,1
ω_{02}	61,25	65,65	67,2	69,05	56,2	62,1

метров, соответствующих этим режимам, приведены в табл. 1. При этом по частотной характеристике автобуса режимам II и III соответствует отношение частот $\omega_{01} < \omega_{02}$, а режимам I и IV — отношение частот $\omega_{01} > \omega_{02}$. Для сравнения в табл. 1 даны также значения аналогичных параметров для автобуса ЗИЛ-155 без нагрузки и с номинальной нагрузкой.

В табл. 2 приведены значения параметров колебаний отдельных гармоник. Для увеличения точности исследования собственные частоты при этом определялись по зависимостям для системы с четырьмя степенями свободы [3], т. е. с учетом влияния неподдресоренных масс, а также влияния жесткости шин.

Исследования показали, что центры зон наименьших колебаний (зоны комфорта) расположены в базе. При одинаковых амплитудах колебаний подвесок они находились в середине базы, при неодинаковых амплитудах колебаний подвесок они смещались в сторону подвески с меньшей амплитудой. В статье [1] обоснована также справедливость подобного исследования применительно к ускорениям. При незначительной разнице между частотами поддресоренных масс закон распределения ускорений по длине кузова практически соответствовал закону изменения амплитуд, а зоны комфорта по перемещениям и ускорениям совпадали.

Как видно из проведенного выше теоретического исследова-

Значения максимальных перемещений точек A и B определялись графическим способом для трех скоростных режимов, дающих разницу фаз составляющих низкочастотных колебаний Ω_{01} t_0 , равную π , $\frac{\pi}{2}$, $\frac{\pi}{3}$. Для удобства рас-

считываются относительные значения максимальных перемещений [2].

Результаты, приведенные на рис. 4 в виде зависимости максимальных относительных перемещений от скорости движения автобуса, показывают на определенную закономерность развития колебаний в подвесках исследуемого автобуса.

Все кривые, полученные при разных отношениях частот, расположены почти вместе. Отмечается общее стремление к увеличению максимальных перемещений в области передней подвески (в точке A) и к уменьшению максимальных перемещений в области задней подвески (в точке B) с увеличением скорости движения. При скоростях, близких к 35 км/ч, интенсивность колебаний в задней подвеске выше интенсивности колебаний в передней подвеске. В дальнейшем интенсивность колебаний подвесок выравнивается и при скоростях, больших 50 км/ч, интенсивность колебаний в передней подвеске становится больше.

Это наблюдается при всех нагрузочных режимах. Однако разница между значением максимальных перемещений точек A и B неодинакова: максимальная для режима I, соответствующего максимальному значению ϵ_y , и минимальная для режима IV, соответствующего минимальному значению ϵ_y .

При исследовании зон комфорта автомобильных колебаний подвесок ранее рассматривались одночастотными [1]. Колебания любой точки кузова определялись путем сложения двух колебаний: колебания данной точки относительно точки A и относительно точки B. При одночастотном характере составляющих колебаний результирующие колебания имели форму биений. Построенные кривые по определенным значениям средних амплитуд колебаний ряда точек дали возмож-

Таблица 2

Гармоники	I		II		III		IV	
	Амплитуда	Частота ω в 1/сек	Амплитуда	Частота ω в 1/сек	Амплитуда	Частота ω в 1/сек	Амплитуда	Частота ω в 1/сек
C_{11}	-0,483	11,3	-0,482	7,45	-0,431	7,42	-0,522	8,98
C_{11}	-0,542	11,3	+0,617	7,45	+0,66	7,42	-0,5525	8,98
C_{12}	-0,478	8,22	-0,471	9,55	-0,489	9,15	-0,415	7,53
C_{12}	+0,718	8,22	-0,75	9,55	-0,815	9,15	+0,718	7,53
C_{21}	-0,485	8,22	-0,483	9,55	-0,512	9,15	-0,575	7,53
C_{21}	+0,350	8,22	-0,346	9,55	-0,314	9,15	+0,318	7,53
C_{22}	-0,475	11,3	-0,461	7,45	-0,48	7,42	-0,354	8,98
C_{22}	-0,422	11,3	+0,399	7,45	+0,352	7,42	-0,432	8,98

ния, у короткобазного автобуса законы колебаний точек А и В более сложные. Поэтому закон перемещений остальных точек кузова будет иметь сложный характер, так как на положение центров наименьших колебаний влияют многие факторы, в том числе и скорость движения v_a . Эти факторы могут привести к существенному смещению зоны комфорта в переднюю или заднюю часть салона, соответствующую подвеске с менее интенсивными колебаниями. Это стремление будет возрастать с увеличением значения ϵ_y .

Поскольку плавность хода чаще всего оценивается величиной ускорений, то особое значение приобретает исследование зоны комфорта по ускорениям.

На положение зоны комфорта по ускорениям влияет в известной степени отношение между собственными частотами [1]. Для автобуса ЛАЗ-695Б разница между значением собственных частот (вышей и низшей) колеблется от 19 до 35% (см. табл. 1).

На распределение ускорений в салоне могут влиять неподдресоренные массы, которые обуславливают возникновение высокочастотных составляющих в колебаниях поддресоренных масс. Если влиянием высокочастотных гармоник при исследовании перемещений поддресоренных масс действительно можно пренебречь, то этого нельзя допустить при анализе ускорений. Влияние высокочастотных составляющих ускорений на плавность хода уменьшается при уменьшении неподдресоренных масс.

Сравнение акселерограмм автобусов, приведенное на рис. 5, показывает также, что у автобуса с жесткой рессорной подвеской сильно возрастает количество высокочастотных пиков, что особенно заметно при больших скоростях движения. У автобуса с мягкой прогрессивной подвеской преобладают низкочастотные ускорения. Конечно, не исключены некоторые искажения явления, полученного при экспериментальном исследовании ускорений по сравнению с результатом теоретического исследования перемещений. Однако на примере расчета автобуса ЛАЗ-695Б видно, что, не взирая на упрощенный характер теоретического исследования, построение кривых, аналогичных рис. 4, дает возможность предсказать размещение зоны комфорта в салоне.

Уже на первом образце автобуса ЛАЗ-695, спроектированном взамен автобуса ЗИЛ-155, отмечалась характерная особенность короткобазных автобусов ЛАЗ с задним расположением двигателя — лучшая комфортабельность в задней части салона. На рис. 5 показаны характерные акселерограммы ускорений, снятые над передней и задней осями автобуса ЛАЗ-695 при движении последнего на участках дороги с асфальтовым покрытием и брусчаткой. На том же рисунке приведены акселерограммы, снятые в аналогичных условиях на автобусе ЗИЛ-155. Сравнение кадров показывает не только на значительное улучшение плавности хода автобуса ЛАЗ-695 по сравнению с ЗИЛ-155, но и на различные особенности характера колебаний этих автобусов. Максимальные значения ускорений автобуса ЗИЛ-155 наблюдались над задней осью, а автобуса ЛАЗ-695 — над передней осью.

На рис. 6, а и б приведены результаты экспериментального исследования вертикальных ускорений автобусов ЛАЗ-695 с мягкой подвеской (кривые 1) и амортизаторами на передней и задней подвесках и с несколько более жесткой подвеской автобусов ЛАЗ-695Б. Исследовалось также влияние сопротивления амортизаторов на характер колебаний автобусов. Снима-

лись ускорения на серийном автобусе ЛАЗ-695Б (кривые 2) без задних амортизаторов, на ЛАЗ-695Б (кривые 3) с установленными задними амортизаторами, а также на ЛАЗ-695Б (кривые 4) с измененной регулировкой сопротивления передних и задних амортизаторов до максимального значения, возможно для амортизаторов данного типа. Акселерограммы обрабатывались по упрощенному способу, с определением среднего

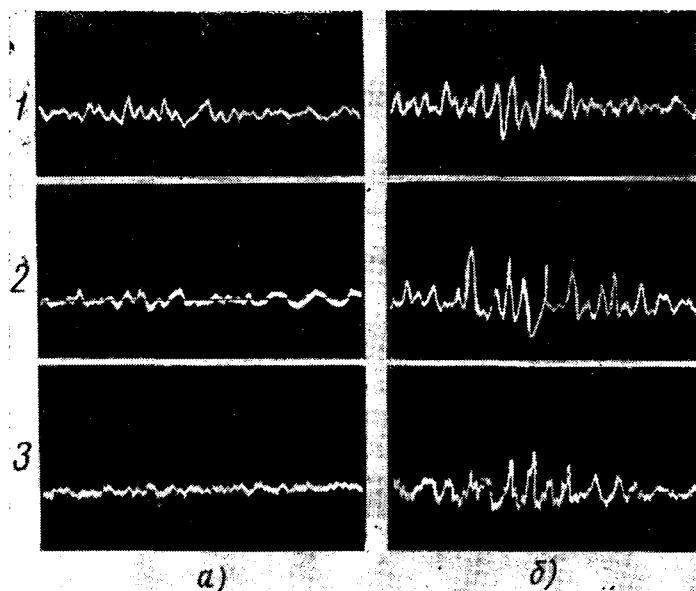
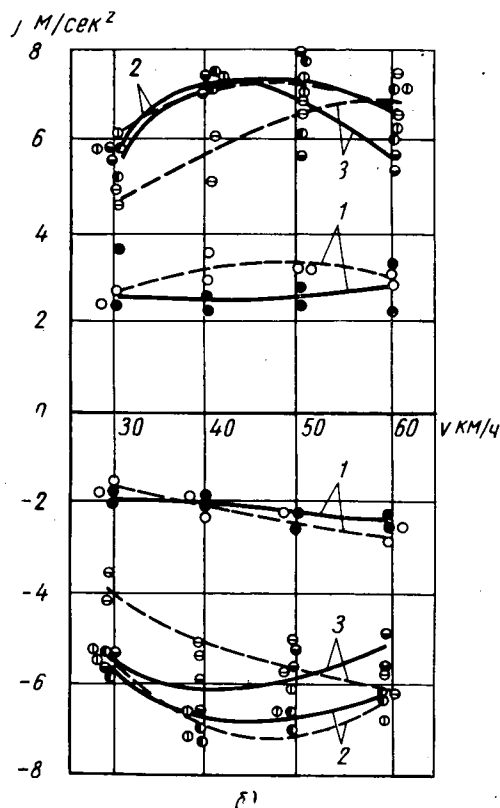


Рис. 5. Типичные акселерограммы короткобазных автобусов (без нагрузки):

а — ЛАЗ-695; б — ЗИЛ-155; 1 — брусчатка, сиденье над передней осью; $v_a=30$ км/ч; 2 — брусчатка, сиденье над задней осью; $v_a=30$ км/ч; 3 — асфальт, сиденье над задней осью, $v_a=70$ км/ч.

значения максимального ускорения на исследуемом участке дороги (бралось среднее значение десяти максимумов одного знака). По полученным для разных скоростей значениям средних ускорений строились кривые зависимости максимальных ускорений от скорости движения в исследуемых точках кузова для негруженого автобуса и автобуса с полной нагрузкой. Полученные в результате экспериментального исследования данные по расположению зоны комфорта по ускорениям соответствуют результатам теоретического исследования зоны комфорта по перемещениям. Большинство кривых рис. 6 имеет характер, подобный кривым, приведенным на рис. 4. Значения максимальных ускорений над передней осью при всех режимах резко возрастают с увеличением скорости движения. В то же время значения соответствующих максимальных ускорений над задней осью возрастают в очень малой степени или даже несколько уменьшаются. На всех кривых при скорости, большей 50 км/ч, ускорения в области передней подвески значительно выше соответствующих ускорений в области задней подвески. Это подтверждает соответствующий вывод теоретического исследования о возрастании интенсивности колебаний в передней подвеске и передней части исследуемого автобуса с увеличением скорости движения. Частично подтверждается и второй вывод теоретического исследования. Ускорения в задней части автобуса становятся больше соответствующих ускорений в передней части автобуса при скоростях движения, близких 30—40 км/ч по булыжному покрытию и отчасти по асфальтовому. Разные жесткости подвесок автобусов ЛАЗ-695 и ЛАЗ-695Б не повлияли на характер протекания кривых. Изменение жесткости подвесок привело главным образом к смещению соответствующих кривых вверх и вниз. Высокая плавность хода первых экспериментальных образцов автобуса ЛАЗ-695 связана не только с мягкой подвеской, но и с лучшими условиями смазки в рессорах, имеющих межлистовые прокладки. Сопротивления амортизаторов в большей степени влияют на плавность хода автобусов во время движения их по дорогам с менее совершенным покрытием. При введении в подвеску дополнительно задних амортизаторов резко снизи-



а)

Рис. 6. Максимальные ускорения короткобазных автобусов ЛАЗ (по булзынику), сиденья расположены над передней осью (штриховые линии) и над задней осью (сплошные линии):

а — автобус с полной нагрузкой; б — автобус без нагрузки

лись ускорения в задней части автобуса. В результате взаимной связи колебаний поддресоренных масс снизились ускорения и в передней части автобуса, но в меньшей степени. Дальнейшее увеличение сопротивления передних и задних амортизаторов привело к понижению ускорений в передней и задней частях автобуса. При этом характерная для серийного автобуса зависимость зоны комфорта от скорости движения практически не изменилась. Во время испытаний автобусов на дороге с совершенным покрытием (асфальт) наблюдался меньший эффект от усиления амортизаторов. В некоторых случаях наблюдалось даже некоторое увеличение отрицательного ускорения (соответствующего движению поддресоренной массы вверх). Это явление, по-видимому, вызвано наличием значительного трения в рессорах.

Результаты исследования показали возможность улучшения плавности хода серийных автобусов путем более совершенного подбора сопротивлений в подвесках с учетом назначения автобуса. В автобусах ЛАЗ-695Б и ЛАЗ-695Е (универсального типа) желательна установка задних амортизаторов. В автобусах ЛАЗ-697 и ЛАЗ-697Е, эксплуатирующихся при более высоких скоростных режимах, кроме установки задних амортизаторов, необходимо еще усилить сопротивление передних амортизаторов. Значительное увеличение сопротивлений всех амортизаторов исследуемых автобусов может дать положительный эффект

только в сочетании с уменьшением межлистового трения в рессорах.

В дальнейшем при выпуске модификаций скоростных автобусов ЛАЗ с пневматической подвеской особое внимание необходимо обращать на подбор амортизаторов передней подвески в связи со стремлением данного типа короткобазных автобусов к развитию интенсивных колебаний в передней части.

Выводы

1. Значительная связь между колебаниями в передней и задней частях автобуса приводит при некоторых скоростных режимах к возрастанию интенсивности колебаний в одной подвеске за счет уменьшения колебаний в другой подвеске, что сказывается на положении зоны комфорта в салоне. Увеличение коэффициента распределения масс улучшает плавность хода.

2. В связи с тем, что низкочастотные колебания в каждой из подвесок происходят с двумя равноценными частотами, зависимость максимальных ускорений от скорости движения автобуса соответствует аналогичной зависимости для максимальных перемещений. Зоны комфорта по перемещениям и ускорениям практически совпадают.

При больших скоростях движения автобуса значение максимальных перемещений и ускорений в области передней подвески значительно больше аналогичных перемещений и ускорений в области задней подвески, зона комфорта в результате этого смещается в заднюю часть салона.

3. Автобусы ЛАЗ обладают относительно небольшим значением неподдресоренных масс. Это в сочетании с мягкой прогрессивной подвеской дало возможность добиться значительного улучшения плавности хода по сравнению с существующими ранее моделями автобусов за счет уменьшения высокочастотных ускорений. Проведенные авторами исследования показали, что не исчерпаны все резервы для дальнейшего улучшения плавности хода за счет снижения низкочастотных ускорений путем индивидуального подбора амортизаторов для каждой отдельной модификации. В частности, для автобусов междугородного и туристского типов, кроме установки недостающих задних амортизаторов, рекомендуется дальнейшее усиление сопротивления передних амортизаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер Я. М. «Автомобильная промышленность», 1959, № 3.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
3. Комаров М. С., Зацерковный И. Г. «Автомобильная промышленность», 1962, № 3.

О выборе параметров унифицированных гидротрансформаторов для семейства автомобилей БелАЗ

Канд. техн. наук Н. Д. МАЗАЛОВ, канд. техн. наук С. М. ТРУСОВ, З. Л. СИРОТКИН, А. В. ЗОТОВ

НАМИ, Белорусский автозавод

НА БЕЛОРУССКОМ автозаводе разработано семейство тяжелых автомобилей-самосвалов и тягачей грузоподъемностью 27—65 т с двигателями ЯМЗ мощностью 360—520 л. с. В силовой передаче этих автомобилей установлена гидромеханическая трансмиссия с комплексным гидротрансформатором, работающим в сочетании с механическим редуктором [1].

Белорусский автозавод совместно с НАМИ работает над дальнейшим совершенствованием гидромеханических трансмиссий для тяжелых автомобилей-самосвалов и тягачей. Как показали расчеты, в результате использования гидротрансформаторов с более высокими показателями и соответствующими нагрузочными характеристиками можно существенно улучшить тяговые и динамические характеристики автомобилей БелАЗ, а также их топливную экономичность.

В настоящее время на автомобилях БелАЗ используется комплексный одноступенчатый четырехколесный гидротрансформатор БелАЗ-540, имеющий активный диаметр $D_a=466$ мм (см. таблицу и рис. 1). Для использования этого гидротрансформатора с тем или иным двигателем перед ним устанавливается согласующая механическая передача [1]. Установка согласующей передачи увеличивает вес гидropередачи, усложняет ее конструкцию и снижает к.п.д. трансмиссии на 3—4%.

В связи с изложенным для перспективных гидромеханических коробок передач семейства автомобилей БелАЗ представлялось целесообразным разработать серию унифицированных гидротрансформаторов, имеющих один и тот же круг циркуляции, а также все основные детали (ступицу, муфту свободного хода и т. д.), но отличающихся углами выхода лопаток насосного колеса и колеса второго реактора с целью по-

лучения соответствующих нагрузочных свойств [2]. В этом случае можно исключить согласующую передачу. Кроме того, целесообразно использовать гидротрансформатор, отличающийся более широкой зоной с высоким к.п.д., а также более высоким значением максимального к.п.д.

Из серии разработанных в НАМИ гидротрансформаторов в наибольшей мере этим требованиям и условиям работы на автомобилях БелАЗ удовлетворяет четырехколесный одноступенчатый гидротрансформатор типа ЛГ-340-35 [3] (табл. 1 и рис. 1). Зарубежные гидротрансформаторы, применяемые на тяжелых автомобилях, обычно имеют $\eta^*=0,87\div 0,90$ и $K_p=1,8\div 2,0$.

Для обозначения гидротрансформаторов, разработанных в НАМИ, принята следующая система обозначений: после букв ЛГ (литой гидротрансформатор) идет число, обозначающее активный диаметр гидротрансформатора, и далее порядковый номер модели. Например, ЛГ-340-35 обозначает гидротрансформатор, имеющий активный диаметр 340 мм и форму лопаток, соответствующую модели 35.

Сравнение характеристик гидротрансформаторов, представленных на рис. 1, позволяет заключить, что к.п.д. гидротрансформатора ЛГ-340-35 выше в основной рабочей зоне на 4—6%. С увеличением размеров данного гидротрансформатора с $D_a=340$ мм до $D_a=440\div 470$ мм можно ожидать увеличения максимального к.п.д. на 1—1,5%, а K_0 на 5—8%.

При разработке новых гидротрансформаторов ЛГ для семейства автомобилей БелАЗ учитывалось, что на автомобилях этого семейства предполагается использовать двигатели ЯМЗ-240 и ЯМЗ-240Н мощностью 360 и 520 л. с. (при $n_e=2100$ об/мин) с крутящими моментами 135 и 195 кгм (при $n_e=1400\div 1600$ об/мин). Кроме того, унифицированный гидротрансформатор ЛГ предполагается также использовать на некоторых машинах с двигателем ЯМЗ-238 мощностью 240 л. с. при $n_e=2100$ об/мин и крутящим моментом $M_e=90$ кгм (при $n_e=1400\div 1600$ об/мин).

Параметры унифицированных гидротрансформаторов необходимо было выбрать таким образом, чтобы при использовании одного и того же круга циркуляции обеспечить работу с двигателями различной мощности от 240 до 520 л. с. и крутящим моментом от 90 до 192 кгм.

Выполненные исследования показали, что для двигателя ЯМЗ-240 лучше всего использовать гидротрансформатор ЛГ-470-35 (рис. 2).

Характеристики двигателей на рис. 2 представлены двумя кривыми. Верхняя кривая крутящего момента соответствует стендовым испытаниям, нижняя — реальным условиям эксплуатации с учетом отбора мощности на привод вентиляторов двигателя и гидромеханической коробки передач, а также масляных насосов гидropередачи и масляного привода гидросилителя рулевого управления. По данным БелАЗ, это снижение мощности составляет 10—12%.

Зависимость $M_1=f(n_e)$, характеризующая совместную работу двигателя с гидротрансформатором, представлена в виде полосы, ограниченной двумя кривыми, из которых левая соответствует $i=0$, а правая — $i=i_k$, т. е. передаточному отношению, при котором происходит переход на режим гидромукты.

При выборе режимов совместной работы двигателя и характеристики гидротрансформатора учитывались следующие обстоятельства.

Как известно, преобразующие характеристики малопрозрачных комплексных гидротрансформаторов $\Pi_1=1,3\div 1,5$ обладают большей полнотой и имеют более растянутую зону с

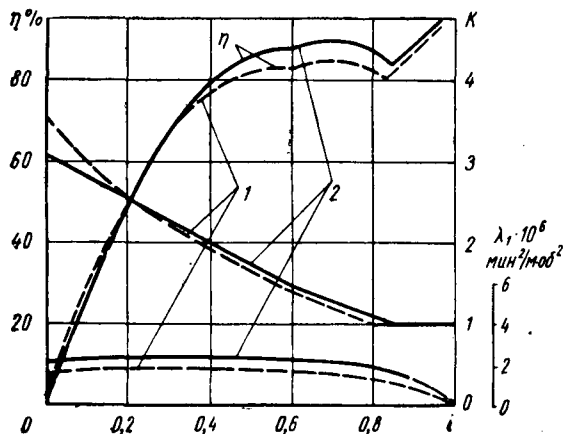


Рис. 1. Характеристики гидротрансформаторов:
1 — БелАЗ; 2 — ЛГ-470-35

Гидротрансформатор	Коэффициент трансформации		Максимальный к. п. д. η^*	Передаточное отношение		Максимальный коэффициент трансформации $\lambda_{1\max}$ $10^6 \text{ мин}^2/\text{моб}^2$	Коэффициент прозрачности $\Pi_1 = \frac{\lambda_{1\max}}{\lambda_{1k}}$	Коэффициент обратной прозрачности $\Pi_2 = \frac{\lambda_{1\max}}{\lambda_{10}}$
	K_0 при $i=0$	K_p при $\eta=80\%$		i^* , соответствующее η^*	i_k , соответствующее пореходу на режим гидромукты			
БелАЗ-540	3,5	1,8	85	0,7	0,83	1,9	1,45	1,12
ЛГ-340-35	3,1	2,0	90	0,7	0,85	2,2	1,37	1,11
ЛГ-340-36	2,9	1,9	89	0,7	0,85	3,2	1,63	1,03
ЛГ-340-36Б	2,7	1,9	90	0,7	0,86	3,2	1,63	1,00
ЛГ-340-38	2,9	1,9	89	0,7	0,85	2	1,4	1,05

высоким к.п.д. по сравнению с прозрачными гидротрансформаторами $\Pi_1=1,7\div 2$ [2]. Так, например, $K_p=2,0\div 2,05$, в то время как у прозрачных гидротрансформаторов $K_p=1,5\div 1,6$. В связи с этим применение гидротрансформатора с мало-прозрачной характеристикой способствует улучшению тягово-динамических качеств автомобиля, а также позволяет уменьшить диапазон механического редуктора, устанавливаемого

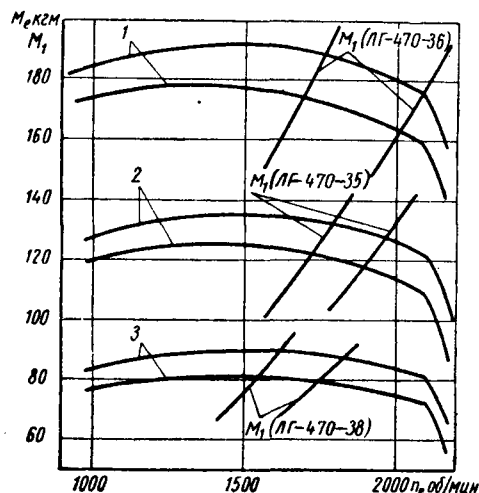


Рис. 2. Совместная работа гидротрансформаторов ЛГ-470 с двигателями:

1 — ЯМЗ-240Н; 2 — ЯМЗ-240; 3 — ЯМЗ-238

за гидротрансформатором. Последнее для тяжелых автомобилей имеет большое значение, так как при этом ощутимо облегчаются условия работы фрикционных при переключении передач, а также снижаются относительные скорости во вращающихся фрикционных элементах.

Как известно, режим совместной работы двигателя и гидротрансформатора выбирается из компромиссных соображений. Это связано с тем, что условия, соответствующие максимальному использованию мощности двигателя, не соответствуют условиям, при которых достигается хорошая топливная экономичность. Так, например, для мало-прозрачного гидротрансформатора с целью максимального использования мощности двигателя на режиме гидротрансформатора его активный диаметр необходимо выбирать таким образом, чтобы $n_{10} \approx n_n$ (n_{10} — обороты двигателя при полной подаче топлива на режиме, $i=0$, n_n — обороты, соответствующие максимальной мощности двигателя). Для получения хорошей топливной экономичности и уменьшения тепловыделения обороты n_{10} следует выбирать существенно меньшими, чтобы $n_{10} \approx n_{\partial \min}$ ($n_{\partial \min}$ — обороты двигателя, соответствующие минимальному удельному расходу топлива).

Для двигателей ЯМЗ $n_{\partial \min}=1200\div 1600$ об/мин и соответствует $(0,6\div 0,75)n_n$.

Опыт выполненных конструкций позволяет заключить, что обычно для большегрузных автомобилей с дизельными двигателями $n_{10}=(0,75\div 0,85)n_n$.

Для двигателя ЯМЗ-240 было признано целесообразным принять $n_{10}=0,8n_n$, и в соответствии с этим условием был спроектирован гидротрансформатор ЛГ-470-35 (рис. 2), а для двигателя ЯМЗ-240Н — гидротрансформатор ЛГ-470-36, отличающийся от ЛГ-470-35 только углами выхода лопаток насосного колеса. Экспериментальная характеристика прототипа (ЛГ-340-36) показана на рис. 3, а характерные параметры приведены в таблице.

В дальнейшем с целью снижения величины коэффициента трансформации K_0 при $i=0$ и увеличения максимального к.п.д. η^* может возникнуть необходимость в проведении доводочных работ. Необходимость в уменьшении величины $K_0=2,9$ до $K_0=2,7$ обусловлена соображениями прочности редукторной части и фрикционных гидромеханической коробки передач при установке более мощного двигателя. Расчетные характеристики гидротрансформатора ЛГ-340-36Б (с уменьшенным K_0) приведены на рис. 2 и 3. Как видно из рис. 2, при совместной работе гидротрансформатора ЛГ-370-36Б с двигателем ЯМЗ-240Н $n_{10} \approx 0,81n_n$.

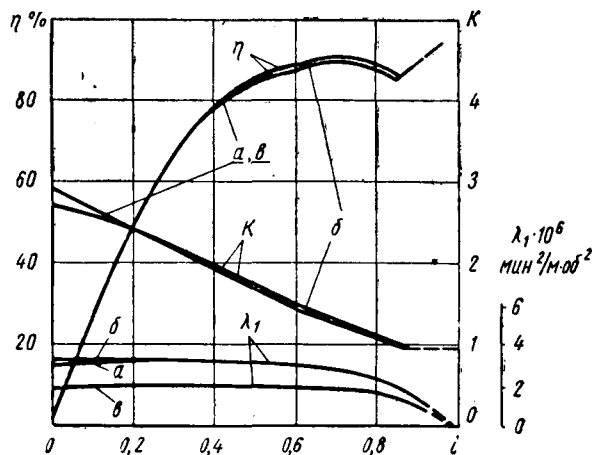


Рис. 3. Характеристики гидротрансформаторов ЛГ-470-36(а), ЛГ-470-36Б(б) и ЛГ-340-38(в)

С целью увеличения коэффициента $\lambda_{1\max}$ угол выхода из насосного колеса в гидротрансформаторе ЛГ-470-36 уменьшен по сравнению с ЛГ-470-35 в соответствии с материалами и рекомендациями, изложенными в работе [2].

На некоторых автомобилях и тягачах предполагается использовать двигатели ЯМЗ-238 мощностью 240 л. с. В случае применения на этих автомобилях гидромеханических коробок передач целесообразно использовать те же агрегаты и узлы, что на семействе автомобилей БелАЗ. Расчеты показывают, что в этом случае можно использовать гидротрансформатор ЛГ-440-9А, разработанный в НАМИ.

Однако, учитывая соображения, связанные с унификацией гидротрансформаторов, для работы с двигателем ЯМЗ-238 можно также использовать гидротрансформатор ЛГ-470-38. Экспериментальные характеристики его прототипа с активным диаметром 340 мм даны на рис. 3, а характерные параметры — в таблице. Гидротрансформатор ЛГ-470-38 отличается от ЛГ-470-35 только углом наклона лопаток на выходе из второго колеса реактора ЛГ-470-35 [2], что обеспечивает снижение λ_1 .

Зависимости, показывающие совместную работу гидротрансформатора ЛГ-470-38 с двигателем ЯМЗ-238, приведены на рис. 2.

Приведенные материалы показывают, что благодаря соответствующему выбору геометрических параметров рабочих колес можно в достаточно широких пределах изменять нагрузочные свойства гидротрансформатора.

На рис. 4 показаны расчетные характеристики автомобиля типа БелАЗ-540 с трехскоростной коробкой передач. На этом

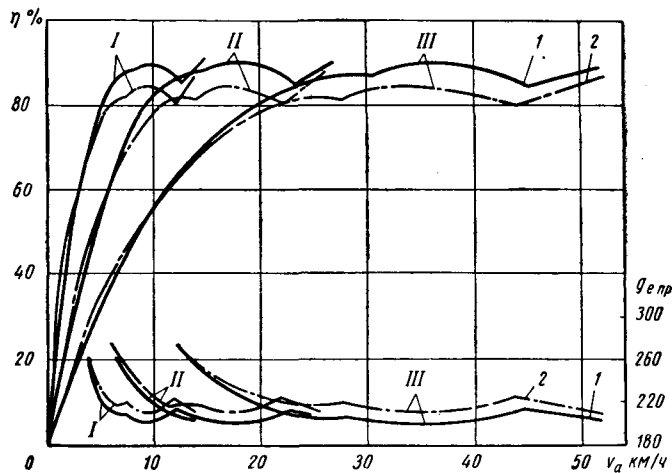


Рис. 4. Изменение к.п.д. гидротрансформаторов и удельного расхода топлива:

1 — ЛГ-470-35; 2 — БелАЗ-540; I—III — передачи

же рисунке показано изменение к.п.д. гидротрансформатора на передачах в зависимости от скорости.

Как видно из представленных графиков, в основном рабочем диапазоне при скоростях движения от 4 до 50 км/ч гидротрансформатор ЛГ-470-35 имеет к.п.д. выше на 4—6%. Соответственно при использовании нового гидротрансформатора снижается расход топлива, что иллюстрируется кривыми, характеризующими приведенный расход топлива, который определяется по формуле

$$g_{еп} = \frac{g_e}{\eta}.$$

Под приведенным расходом топлива понимается расход топлива системы двигатель—гидротрансформатор, приведенный к выходному валу гидротрансформатора.

Если учесть, что к.п.д. трансмиссии вследствие исключения механической согласующей передачи дополнительно повысится на 3—4%, то окажется, что в целом в основном рабочем диапазоне к.п.д. гидромеханической коробки передач с новым гидротрансформатором ЛГ-470-35 будет выше на 6—10%.

На рис. 5 показана конструкция унифицированного гидротрансформатора, разработанного совместно НАМИ и Белорусским автозаводом. Представленный на этом рисунке гидротрансформатор позволяет реализовать рекомендованные выше характеристики.

Насосное колесо 1 (рис. 5) гидротрансформатора, которое представляет отливку из алюминиевого сплава, устанавливается на шариковом радиально-упорном подшипнике 2, который фиксирует его от осевых перемещений. Слева насосное колесо опирается на роликовый подшипник 3. Насосное колесо соединяется с кожухом 4 насосного колеса при помощи болтов. Кожух насосного колеса приводится во вращение от двигателя.

Турбинное колесо гидротрансформатора 5, представляющее отливку из алюминиевого сплава, при помощи болтов соединяется со ступицей турбинного колеса 6. Ступица турбинного колеса на шлицах жестко устанавливается на валу турбинного колеса 7. Вал турбинного колеса опирается на шариковый радиально-упорный подшипник 8 и роликовый подшипник 3. От осевых усилий вал турбинного колеса фиксируется при помощи шарикового радиально-упорного подшипника 8.

Колеса реактора 9 и 10, также представляющие отливки из алюминиевого сплава, установлены на роликовых муфтах свободного хода 11. Осевые усилия через бронзовые плавающие шайбы 12 передаются на ступицу муфты свободного хода 13 (справа) и на упорную втулку 14 (слева). С целью уменьшения износа площадь опорных поверхностей плавающих шайб в новом гидротрансформаторе существенно увеличена по сравнению с применяемой в настоящее время конструкцией. Прорабатывается также вопрос об установке колес реактора на шариковые радиально-упорные подшипники.

Для создания избыточного давления в круге циркуляции рабочая жидкость из масляного шестеренчатого насоса поступает через специальные каналы в полость (между ступицей насосного колеса и вторым колесом реактора) и далее в круг циркуляции гидротрансформатора. Из круга циркуляции рабочая жидкость входит в полость между турбинным колесом и первым колесом реактора и далее, по каналу, в систему охлаждения.

Кроме представленного варианта гидротрансформатора, проработан также вариант, позволяющий осуществить блокировку насосного и турбинного колеса с целью уменьшения гидравлических потерь на тех режимах работы, когда преобразование момента отсутствует (на режиме гидромукты).

По своим габаритам разработанная конструкция унифицированного гидротрансформатора ЛГ-470 не отличается от гидротрансформатора, применяемого в настоящее время на автомобилях БелАЗ. Вместе с тем гидротрансформатор ЛГ-470 позволяет передавать мощность почти в 1,5 раза больше по сравнению с серийным гидротрансформатором.

Выводы

1. Унифицированные гидротрансформаторы ЛГ-470 благодаря соответствующему подбору формы лопаток насосного

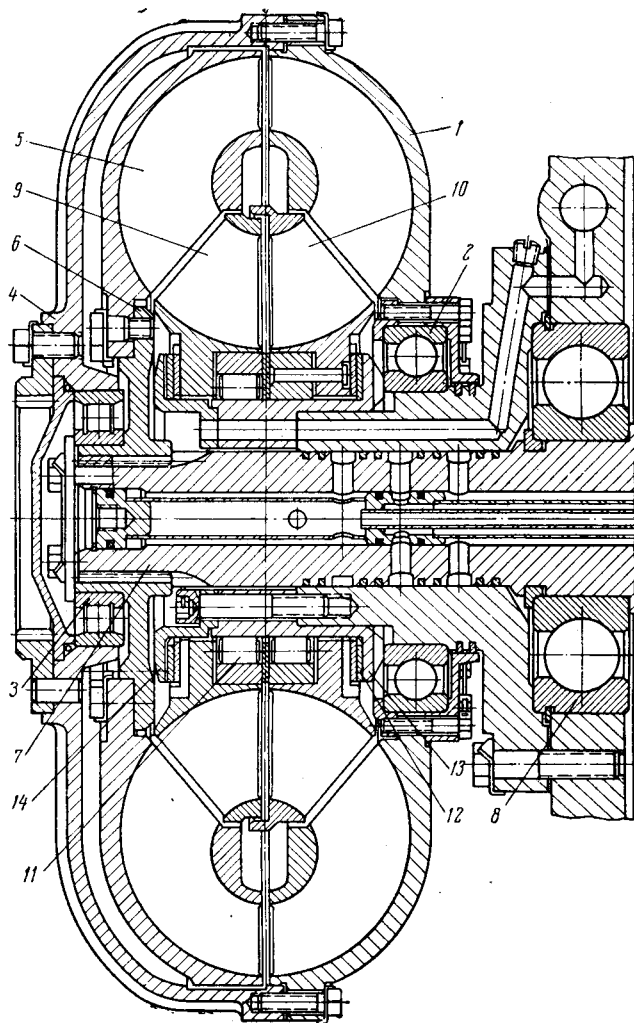


Рис. 5. Конструкция унифицированного гидротрансформатора ЛГ-470

колеса и реактора при одном и том же круге циркуляции и сохранении всех основных деталей могут быть использованы для работы с двигателями ЯМЗ мощностью от 240 до 520 л.с.

2. Применение гидротрансформаторов ЛГ-470 позволяет исключить механическую согласующую передачу перед гидротрансформатором, что ощутимо уменьшает вес и габариты гидромеханической коробки передач, а также позволяет упростить ее конструкцию.

3. Благодаря исключению механической согласующей передачи и повышению к.п.д. гидротрансформатора, к.п.д. гидромеханической трансмиссии в основной рабочей зоне может быть увеличен на 6—10%, что позволит ощутимо улучшить тяговые и динамические качества автомобилей и тягачей семейства БелАЗ, а также их топливную экономичность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гущин Ю. С. «Автомобильная промышленность», 1964, № 3.
2. Трусов С. М. «Автомобильная промышленность», 1963, № 2.
3. Трусов С. М. «Автомобильная промышленность», 1965, № 8.

Основные требования к компоновке городских автобусов большой вместимости

Д-р техн. наук В. В. ОСЕПЧУГОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

ПРОЕКТИРОВАНИЮ любого типа автомобиля должен предшествовать статистический анализ отечественного и зарубежного опыта эксплуатации, производства и перспектив развития аналогичных конструкций. На основании этого анализа составляются технические требования, отдельные пункты которых неизбежно противоречат друг другу.

Целесообразный компромисс между различными и противоречивыми требованиями и составляет основу хорошей конструкции. Однако для каждого типа автомобилей необходимо выделить основные требования, по которым компромиссные решения или совершенно недопустимы или должны быть сведены к минимуму.

Для городских автобусов большой вместимости (длиной от 9,5 до 12 м) такими основными требованиями являются: удобство, безопасность и быстрота входа, прохода и выхода пассажиров при обслуживании без кондуктора, быстрота сообщения и приспособляемость к суточным изменениям напряженности пассажиропотока.

Быстрота сообщения определяется средней скоростью циклического движения автобуса и временем, затрачиваемым на остановки. Первое не зависит от компоновки автобуса, а второе зависит от быстроты входа, прохода и выхода пассажиров и, следовательно, от компоновки автобуса.

Удобство, безопасность и быстрота входа, прохода и выхода пассажиров определяются числом ступенек, высотой уровня пола, ровностью пола, шириной прохода, наличием накопительных площадок у дверей, шириной, расположением и числом дверей, расположением касс и системой размена денег и оплаты проезда.

Для сравнения можно указать, что для междугородных автобусов основными требованиями являются: комфортабельность, безопасность, емкость багажников и скорость сообщения.

По требованиям к перспективным конструкциям городских автобусов большинства европейских стран желательный уровень пола должен соответствовать 585—700 мм, а по требованиям СЭВ (Совета экономической взаимопомощи социалистических стран) — 660 мм. При этом всюду признано оптимальное количество ступенек — не более двух. Высота подножки регламентируется 360—420 мм, высота последующих ступенек 300—400 мм.

При двигателе, расположенном впереди или сзади, и использовании стандартного заднего моста, унифицированного с гру-

зовым автомобилем (рис. 1, а), высота пола над задним местом определяется радиусом колеса r_k , высотой картера главной передачи k и величиной c , включающей в себя динамический ход сжатия подвески, дополнительный ход подвески при сжатом или сбитом буфере и толщину пола ($h = r_k + k + c$, $r_k = m + d$).

Для рассматриваемых городских автобусов применяются шины от 9,00—20 до 12,00—20 (табл. 1).

Таблица 1

Размер шин	Статический радиус	Наружный диаметр	Ширина
9,00—20	478	1014	250
10,00—20	500	1058	280
11,00—20	507	1082	285
12,00—20	529	1125	315

Как видно из таблицы, статический радиус колеса равен 478—529 мм. Высота картера k главной передачи составляет ~200—250 мм. Величина c , если учитывать возможность местного уменьшения толщины пола над картером заднего моста, равна ~100—170 мм. Таким образом, высота пола может составлять 780—950 мм. Примерно в таких пределах она и выполняется при трех ступеньках.

Таблица 2

Модель автобуса	Размер шин	Высота пола над задним мостом в мм
ЗИЛ-158	11,00—20	860
ЛАЗ-695	10,00—20	941
ЛИАЗ-677	11,00—20	890
		(660 входной площадки)
ЛАЗ-696	10,00—20	850
		(800 в салоне)
Бюссинг	10,00—20	820
		(620 в передней части)
Скания Вабис	11,00—20	890
Дейтс Сатурн 11	9,00—20	850
Джизмси	11,00—20	916
		(850 в салоне)

В табл. 2 приведены примеры высоты пола городских автобусов при стандартных мостах и двигателях, расположенных впереди или сзади.

Для снижения высоты пола в двухэтажных автобусах применяют специальную П-образную конструкцию заднего моста с разделенной главной передачей и с бортовыми передачами. При этом картер конической или червячной передачи смещен непосредственно к колесу. Тогда высота пола $h = d + m + b + c$,

при этом $r_k = a + m + d$, а величина $b < \frac{n}{2}$, т. е. сечение балки

заднего моста не симметрично относительно центра полуоси (рис. 1, б).

Предположив, что минимальное значение диаметра полуоси 40 мм, толщина стенки рукава 8 мм и зазор между полуосью и стенкой рукава 5 мм, получим возможное минимальное значение $b \approx 33$ мм.

Дорожный просвет в таких случаях $d \approx 127 \div 170$ мм. Размер от нижней точки картера до центра полуоси $m \approx 160 \div 180$ мм, а значение $c \approx 40 \div 95$ мм.

Следовательно, минимальная высота пола может быть 360 мм при одной ступени. На таком уровне выполняется накопительная площадка и пол в проходе. Под сиденьями пол приподнимается для размещения верхней части картера, бортовых редукторов и лонжеронов рамы. В табл. 3 приведены действительные размеры по нескольким двухэтажным автобусам.

Для двухэтажных автобусов такое резкое снижение уровня пола обуславливается главным образом требованием снижения габаритной высоты.

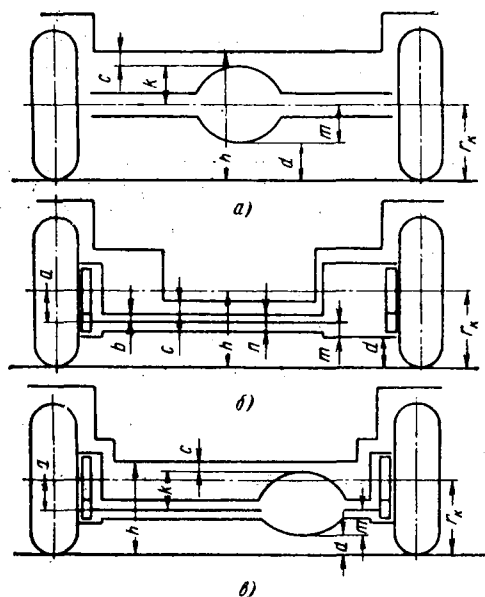


Рис. 1

Таблица 3

Модель автобуса	Размер шин	Расположение двигателя	Дорожный просвет в мм	Высота пола в проходе в мм	Высота рамы в мм
Флитлайн . . .	10,00—20	Сзади	146	355,6	547
Риноун . . .	9,00—20	Впереди	127	381	788
Лолайн . . .	9,00—20	"	—	406,4	448
Атлантен . . .	11,00—20	"	170	406,4	483
Бюссинг . . .	10,00—20	Сзади под полом	—	415	—

Для одноэтажных городских автобусов с двумя ступенями и высотой пола 600—700 мм применяется П-образный задний мост при небольшом смещении картера (рис. 1, а). В таком случае высота пола $h = d + m + k + c$.

Дорожный просвет автобуса при измерении по осевой линии регламентирован в Англии не менее 254 мм, по рекомендации СЭВ — не менее 250—270 мм. Практически $d \approx 180 \div 290$ мм.

Для нестандартных П-образных мостов высота картера выполняется меньше, чем для стандартных $k \approx 180 \div 230$ мм.

Необходимо иметь в виду, что в этом случае высота пола зависит от радиуса колеса r_k и от величины a межосевого расстояния в бортовом редукторе.

Действительно, $a = r_k - (m + d)$. Если при $r_k = 500$ мм принять минимальное значение дорожного просвета $d = 180 \div 200$ мм и $m = 160 \div 180$ мм, тогда межосевое расстояние может быть 120—160 мм, что недостаточно для пары цилиндрических шестерен, но может быть искусственно увеличено за счет наклона бортовых редукторов.

Дорожный просвет в указанных пределах допускается для городских автобусов, однако было бы лучше при таком дорожном просвете картер редуктора частично смещать с центральной линии в сторону для улучшения поперечного радиуса проходимости.

Создание картера размером $m = 160$ мм требует специальных конструктивных решений (в частности, применения гипоидной передачи).

При расположении горизонтального двигателя под полом в пределах колесной базы (рис. 2, а) высота пола определяется величиной дорожного просвета под двигателем q , габаритной высотой двигателя t , просветом между двигателем и полом s и толщиной пола e , т. е. $h = q + t + s + e$. Дорожный просвет под двигателем $q \approx 180 \div 300$ мм. По данным НАМИ, он должен быть не менее 275 мм.

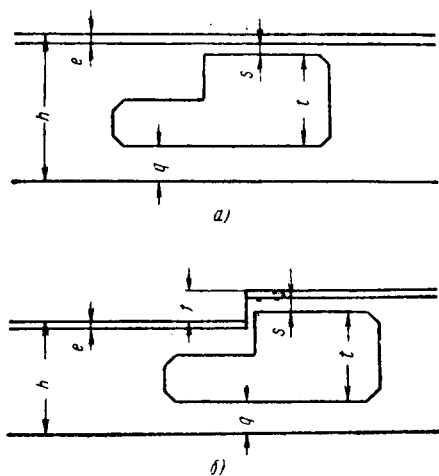


Рис. 2

Для современных горизонтальных двигателей признана оптимальной габаритная высота $t = 520 \div 540$ мм.

Зазор между двигателем и полом необходим для размещения силовых элементов пола, для изоляции пола от двигателя и для свободной вентиляции пространства между полом и двигателем, $s = 40 \div 75$ мм.

Толщина пола e обуславливается необходимостью уплотнения люков над двигателем и составляет $\sim 25 \div 40$ мм.

При названных выше величинах высота пола h может быть 765—955 мм. Практически высота пола городских автобусов с двигателем, расположенным под полом в базе, составляет 790—1170 мм и требует трех ступенек.

По требованию СЭВ высота пола автобуса не должна превышать 820 мм с двигателем, расположенным под полом, учитывая минимальные значения зазора и толщины пола при дорожном просвете 270 мм, это требование может быть выполнено только в том случае, если высота двигателя снижена до 485 мм.

Для выполнения требований ровного пола при высоте его в пределах двух ступенек горизонтальный двигатель, расположенный под полом, смещают возможно ближе к борту (рис. 2, б) с таким расчетом, чтобы противоположная часть пола могла быть снижена на величину $f = 180 \div 220$ мм. Высота пола в этом случае $h = (q + t + s + e) - f$. Естественно, что тогда задний мост не должен лимитировать снижения высоты пола, т. е. должен выполняться П-образного типа.

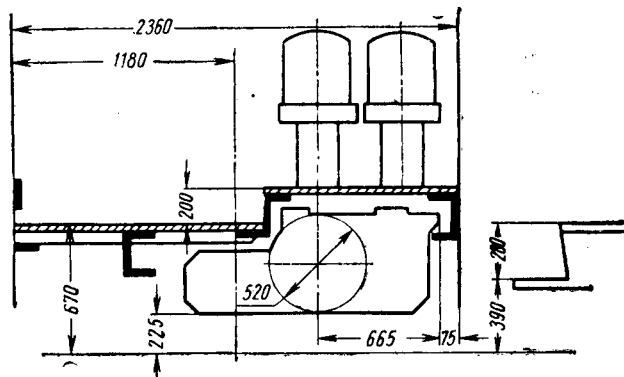


Рис. 3

На рис. 3 приведен пример подобной компоновки автобуса итальянской фирмы Ланчия (модель 718). Как видно из рисунка, фирме удалось при дорожном просвете 225 мм и высоте двигателя 520 мм установить уровень пола, расположенный над двигателем, на высоте 870 мм и снизить высоту пола на всем протяжении салона до 670 мм. Фирма Фиат в автобусе аналогичной конструкции (модель 415) установила уровень пола, расположенный над двигателем, на высоте 920 мм, а пола в салоне — на 720 мм при дорожном просвете 230 мм.

С левой стороны пол поднят на 200 мм над двигателем и занят двойными сиденьями у автобуса модели 718 или продольными сиденьями — у модели 415.

При двигателе, расположенном впереди, сзади и под полом в базе при смещении в сторону можно осуществить компоновку городского автобуса с ровным полом на уровне двух ступенек (600—700 мм), но только при наличии П-образного заднего моста.

Низкий уровень пола и его ровность могут дать положительные результаты только в сочетании с рациональной планировкой пассажирского помещения автобуса.

Существует большое разнообразие планировок пассажирского помещения современных городских автобусов. Последние могут быть классифицированы: по числу дверей — на одно-, двух- и трехдверные; по числу рядов сидений — на четырех-, трех-, двухрядные и смешанной планировки; по размещению входной двери и направлению потока пассажиров в автобусе (рис. 4).

В некоторых странах (например, в Италии) законодательно установлено, что входной является задняя дверь (рис. 4, а, б). У автобусов длиной 12 м при обслуживании с кондуктором входная дверь обычно расположена сзади при большой накопительной площадке.

В автобусах без кондуктора с целью вовлечения водителя в сферу обслуживания пассажиров (размен денег, продажа билетов, справки) входная дверь расположена впереди (рис. 4, в—д).

Трехдверная планировка для автобусов длиной 11—12 м, при наличии накопительных площадок у каждой двери, позволяет значительно экономить время на остановках. Преимущества такой планировки в полной мере могут быть реализованы при разрешении входа и выхода в любую дверь, по схеме, принятой в метро (рис. 4, е).

При трех- и двухрядной планировке сидений накопительные площадки непосредственно примыкают к площади широкого прохода и поэтому выполняются меньших размеров.

При высоком уровне пола, в случае расположения двигателя впереди или под полом в базе, для ускорения входа пасса-

жиров у входной задней двери устраивается большая накопительная площадка на уровне двух ступенек и затем проход салон через ступеньку, ступеньку с пандусом или просто по пандусу. Так, у автобуса Бюссинг Т-11 высота накопительной площадки 580 мм, а высота пола в салоне 925 мм. Разность уровней (345 мм) преодолевается пассажирами через порог и пандус.

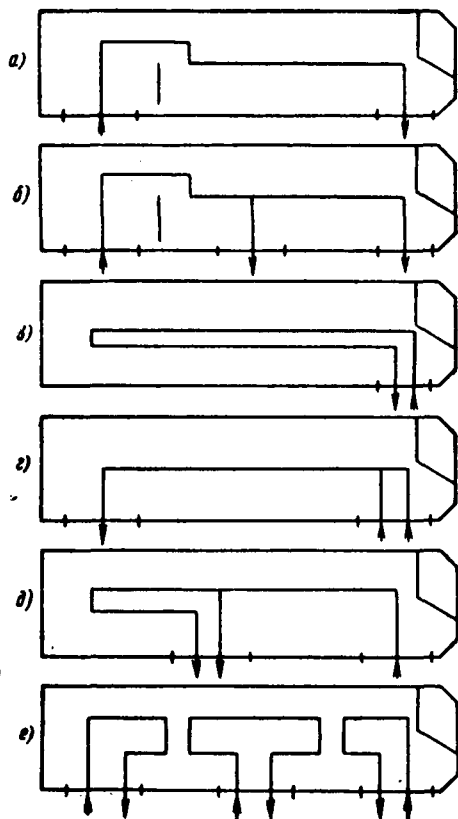


Рис. 4

При двигателе, расположенном сзади, стандартном заднем мосте и передней входной двери уровень пола салона в передней части автобуса до заднего моста составляет 600—620 мм, а над задним мостом и далее до 800—820 мм. При этом выходная дверь располагается в базе перед задней осью. На поднятой задней площадке сиденья располагаются в четыре ряда. Туда проходят пассажиры, едущие на большие расстояния.

В обеих рассмотренных схемах наличие порога или пандуса создает неудобства и опасность травмирования для пассажиров. При переходе с накопительной площадки в салон эта опасность больше, так как в часы пик при перенаполнении автобуса пассажир может быть прижат к порогу. Стоять на пандусе неудобно и опасно.

При передней входной двери преодоление заднего порога менее опасно, поскольку в этой зоне натиск входящих пассажиров значительно ослабевает.

Обе схемы не могут быть признаны оптимальными, однако как вынужденные они довольно широко применяются. Поэтому сохраняется требование ровного пола на всем протяжении пассажирского помещения, при высоте на уровне двух ступенек. Конструкторские поиски продолжаются.

Так, итальянские фирмы Фиат и Ланчиа, как уже упоминалось (рис. 3), решили эту задачу за счет смещения двигателя, расположенного под полом, к левому борту. Французские фирмы Верлине и Савиен, расположив горизонтальный двигатель под сиденьем водителя (значительно поднятым) и применив П-образный задний мост, осуществили оптимальную планировку автобуса с дверями, расположенными на свесах, при ровном поле высотой 600—620 мм. Французская фирма Верхней создала аналогичный образец автобуса с такими же параметрами, применив независимую подвеску задних колес. В этом случае высота пола определяется размерами дорожного просвета, высотой картера главной передачи, неподвижно закрепленного на основании кузова, и толщиной пола.

Львовский автобусный завод создал оптимальную планировку автобуса с V-образным двигателем, расположенным продольно сзади. При наличии П-образного заднего моста, аналогичного французским образцам, высота пола этого автобуса может быть выполнена в пределах двух ступенек.

Не рассматривая подробно другие преимущества и недостатки различных схем расположения двигателя, следует отметить, что для изоляции пассажирского помещения от попадания выхлопных газов, шума и вибраций, а также для лучшей доступности при текущем обслуживании и ремонте наиболее приемлемо расположение двигателя сзади.

Рассмотрим преимущества различных планировок сидений. Четырехрядная планировка сидений при кажущейся лучшей комфортабельности создает неудобства и замедляет проход пассажиров. При габаритной ширине автобуса 2500 мм ширина прохода может быть 450—600 мм на уровне подушек сидений. При двух пассажирах, стоящих друг к другу спиной, проход следующих пассажиров крайне затруднен. Вместимость автобуса мало приспособлена к суточным изменениям пассажиропотока на линии.

Трех- и двухрядные планировки сидений за счет уменьшения числа мест для сидения увеличивают площадь для стоящих пассажиров, повышая вместимость автобуса, и создают условия для приспособления к изменениям напряженности пассажиропотока. Большая ширина прохода (от 860 до 1000 мм и более) создает удобства для стояния и быстрого прохода пассажиров.

Было бы неправильно регламентировать соотношение числа сидящих и стоящих пассажиров. Это соотношение должно быть различным для разных городов и даже маршрутов, в зависимости от среднесуточного наполнения и загрузки автобуса в часы пик. Тем более, что оно легко осуществимо в гаражных условиях путем введения по необходимости смешанной планировки.

Ширина дверей имеет большое значение для ускорения входа и выхода пассажиров. Одинарные (двухстворчатые) двери изготовляют шириной в свету 535—800 мм, двойные (четырехстворчатые) — шириной 900—1400 мм и более. Двойная дверь должна обеспечить проход двух потоков пассажиров в одну сторону или в обе. Широкая входная передняя дверь позволяет пассажирам, нуждающимся в услугах водителя, проходить по правой стороне, а имеющим билеты — по левой.

В зависимости от планировки и схемы движения пассажиров в современных автобусах применяют как одинарные, так и двойные двери. Оптимально применение двойных (четырехстворчатых) дверей, расположенных на переднем и заднем свесах, а для автобусов длиной 11 и 12 м еще третьей такой же двери, расположенной в базе.

Организация безубыточного и удобного для пассажиров обслуживания без кондуктора требует тщательного изучения, внедрения специальных разменных и кассовых аппаратов и рационального их размещения в автобусе.

Выводы

1. Требование создания ровного пола на всем протяжении пассажирского помещения при высоте на уровне двух ступенек является оптимальным и осуществимым.

2. Указанное требование может быть осуществимо: при расположении двигателя впереди, сзади и под полом в базе при смещении к борту, а также при установке только П-образного заднего моста или при других аналогичных конструктивных решениях.

3. Выбор схемы планировки сидений и соотношения числа мест для сидящих и для стоящих пассажиров должен определяться суточными изменениями напряженности пассажиропотока на маршрутах и загрузкой автобусов в часы пик. Конструкция автобуса должна допускать уменьшение или увеличение числа сидений и их расстановку в условиях гаража.

4. Четырехрядная планировка сидений автобуса приемлема для экспрессных и пригородных маршрутов.

5. Оптимальным является применение двойных широких дверей и расположение их на свесах. Это допускает любую схему прохода пассажиров. Для автобусов длиной 11—12 м желательно иметь три двери.

6. Анализ компоновки автобуса с других позиций: распределение веса по осям и выбор размера шин; выбор размеров колесной базы, переднего и заднего свесов; доступность к двигателю и агрегатам шасси для текущего обслуживания и ремонта; комфортабельность и др. должны подниматься выполнению основных, рассмотренных выше, требований.

Хромомарганцовоникелевая сталь с азотом для выпускных клапанов двигателей внутреннего сгорания

К. А. ВЕРНЕР, В. М. ДОРНИН, А. Ф. БУЙНОВ, П. Э. СЫРКИН, Н. И. ЛЕТЧФОРД

НАМИ, завод «Электродеталь», Горьковский автозавод

СТАЛЬ для выпускных клапанов должна обладать достаточной прочностью при комнатной и рабочих температурах, высоким сопротивлением против коррозии продуктами сгорания топлива и сохранять стабильность размеров клапана как в процессе длительного циклического нагрева, так и охлаждения его, т. е. отсутствии фазовых превращений в стали.

Увеличение мощности современных автомобильных двигателей и использование высокооктановых этилированных бензинов привело к значительному повышению температуры и агрессивности выпускных газов. В связи с этим условия работы выпускных клапанов стали еще более тяжелыми и снизилась их долговечность [1].

Температура выпускных клапанов современных автомобильных двигателей составляет 750—900° и зависит от конструкции двигателей и клапанов, а также от применяемых материалов и условий эксплуатации [2—4].

Применявшиеся до настоящего времени стали для изготовления клапанов имеют существенные недостатки. Закалившиеся стали 4Х9С2, 4Х10С2М, (ЭИ107) и ЭИ992 при температурах выше 750° обладают низкой прочностью и недостаточно устойчивы против коррозии [3, 5, 6]. Некоторые из указанных сталей, например сталь ЭИ992, используются для изготовления выпускных клапанов двигателя ЗИЛ-130 только при условии применения натриевого охлаждения и наплавки рабочей поверхности тарелки жаростойким сплавом [7]. Эти усовершенствования способствуют понижению температуры клапанов, повышению коррозионной стойкости рабочей поверхности и увеличению срока их службы.

Аустенитно-мартенситная сталь ЭИ72 и аустенитно-ферритная сталь ЭП48 при температурах до 800° достаточно устойчивы против коррозии и обладают удовлетворительными механическими свойствами. Однако опыт эксплуатации двигателей, устанавливаемых на автомобилях Горьковского автозавода, показал, что тарелки клапанов, изготовленных из сталей ЭИ72 и ЭП48, недостаточно надежны в работе. После небольшого пробега (до 25 000 км) тарелки клапанов деформируются и клапаны теряют тепловой зазор.

Проведенные НАМИ в Горьковском автозаводе исследования показали, что изменение (потеря) теплового зазора и нарушение плотности посадки у клапанов, изготовленных из стали ЭП48, происходит вследствие потери сталью прочности при температурах 780—880°, а также частичного превращения аустенита в мартенсит при 70°, сопровождаемого резким увеличением объема. Аналогичное превращение ($\gamma \rightarrow \alpha$) происходит со сталью ЭИ72 при температуре ~140°.

Из сказанного следует, что для обеспечения нормальной и длительной работы выпускных клапанов автомобильных двигателей при температурах выше 800° необходимо изготавливать клапаны из сталей аустенитного класса, т. е. из сталей, которые не имеют фазовых изменений, вызывающих увеличение объема в процессе циклических нагревов до рабочих температур или охлаждений до комнатной температуры.

Аустенитная клапанная сталь ЭИ69 плохо устойчива против коррозии в продуктах сгорания этилированного бензина [6], поэтому ее нельзя рекомендовать для широкого использования в автомобильной промышленности без применения наплавки жаростойкого сплава на рабочую поверхность тарелки клапанов.

Возможность создания сталей аустенитного класса, в большей степени отвечающих требованиям, предъявляемым к стальям для клапанов, работающих при температурах выше 800°, крайне ограничена без использования большого количества дефицитного никеля, так как, кроме никеля, только углерод, марганец, азот и медь являются аустенитообразующими элементами. Однако получение необходимых физико-механических и технологических свойств, а также устойчивой аустенитной структуры в сталях, содержащих большое количество хрома (18—23%), возможно только при комплексном легировании стали углеродом, марганцем, азотом и небольшим количеством никеля (3—5%).

Исследования, проведенные НАМИ, Горьковским автозаводом и заводом «Электросталь», показали, что для выпускных клапанов двигателей внутреннего сгорания может быть рекомендована аустенитная легированная экономно хромомарганцовоникелевая сталь 5Х20Н4АГ9 (ЭП303) с добавкой азота. Химический состав этой стали следующий: 0,5—0,6% С; 8—10% Мп; 19—21% Cr; 3,5—4,5% Ni; 0,5—1,0% Mo; 0,3—0,5% N; не более 0,7% Si, не более 0,10% Р и не более 0,03% S.

Для окончательного суждения о практической ценности стали новой марки были исследованы ее механические и коррозионные свойства при высоких температурах, определена ее технологичность при изготовлении значительной партии выпускных клапанов в условиях массового производства Горьковского автозавода, а также проведены стендовые и эксплуатационные испытания двигателей ГАЗ с выпускными клапанами, изготовленными из этой стали.

Сталь ЭП303 выплавляется в пятидюймовых дуговых электропечах. Металл разливают в слитки по 500 кг. Наличие в стали 8—10% Мп способствует большей усвояемости азота¹ сталью и обеспечивает получение плотного слитка с хорошей поверхностью. Ковку и прокатку стали начинают при 1160° и заканчивают при 900°. Исследование значительного количества промышленных плавок (50) показало, что технологическая пластичность стали ЭП303 при ковке и прокатке вполне удовлетворительная. Выход годного проката в прокатном цехе составляет в среднем 95%. В сортовом прокате диаметром 50—25 мм металл имеет удовлетворительную макроструктуру.

Сталь ЭП303 упрочняется в процессе термической обработки — закалки на твердый раствор и последующего старения. Закалка на твердый раствор должна перевести выделившиеся и раздробленные при горячей механической обработке карбиды и карбонитриды в твердый раствор. Создание определенной степени пересыщения твердого раствора необходимо для последующего упрочнения стали за счет дисперсионного твердения, протекающего при умеренных температурах.

Дисперсионное твердение (старение) имеет большое значение для стали, так как способствует получению оптимальных значений прочности и твердости стали. Наиболее высокую твердость HRC 34—38 и прочность сталь ЭП303 приобретает после закалки в воде от 1180 ± 5° и старения при 760—780° в течение 10—15 ч.

Повышение температуры аустенизации вызывает резкий рост зерна. Увеличение времени выдержки при старении практически не влияет на повышение твердости стали. При старении

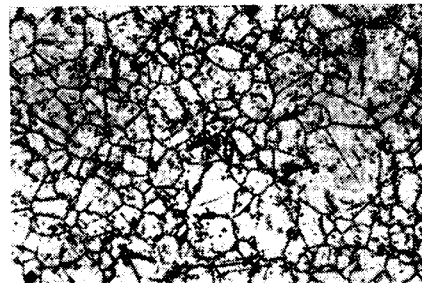


Рис. 1. Микроструктура стали ЭП303 после закалки и старения

сталь упрочняется за счет выделения из пересыщенного твердого раствора карбидной и карбонитридной фаз. На рис. 1 приведена типичная микроструктура стали после рекомендуемой термической обработки. Другие опробованные режимы термической обработки дают пониженные значения прочности и твердости.

¹ Азот вводится в виде азотированного феррохрома с содержанием 1,5—7% N.

Физико-механические свойства стали ЭИ303 определяли на образцах промышленной выплавки, прошедших термическую обработку по следующему режиму: закалка в воде с $1180 \pm 5^\circ$ после выдержки в течение 45 мин, старение при 760° в течение 14 ч и охлаждение на воздухе.

Для сравнения в работе использовались стали ЭП48 и ЭИ69, применяемые в настоящее время для выпускных клапанов двигателей ГАЗ и МеМЗ. Образцы сталей ЭП48 и ЭИ69 подвергали термообработке по режимам, применяемым на автозаводах.

Механические свойства сталей, предназначенных для клапанов, по результатам кратковременных и длительных испытаний при нормальной и повышенных температурах приведены в таблице и на рис. 2. Эти данные показывают, что сталь ЭП303 имеет достаточно высокую прочность и твердость при повышенных температурах ($700-950^\circ$). Температурный интервал жаропрочности стали ЭП303 на $50-100^\circ$ выше, чем сталей ЭИ69 и ЭП48.

Марка стали	Показатели при комнатной температуре			Прочность при кратковременных испытаниях (длительность 20–25 мин) в кг/мм ² при						Твердость по Бриннелю в кг/мм ² при				
	σ_B в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	Сужение в %	700°	750°	800°	850°	900°	950°	20°	400°	600°	700°	800°
ЭП303*	108	7	9	49	41	34	24	20	16	320	252	214	182	109
ЭИ69	80	22	38	41	32	27	20	16	11	230	191	156	131	100
ЭП48**	110	6	11	38	29	22	19	15	9	351	330	175	128	76

* Средние значения по 10 промышленным плавкам.

** Средние значения по 19 промышленным плавкам.

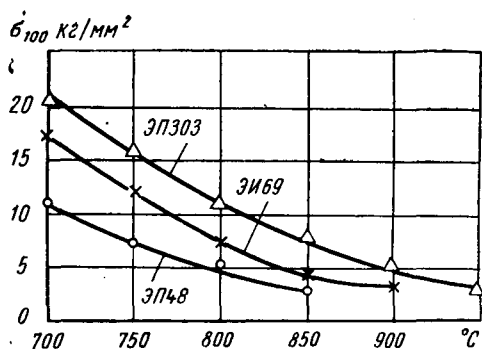


Рис. 2. Изменение 100-часовой длительной прочности клапанных сталей в зависимости от температуры испытания

Материалы выпускных клапанов разрушаются в результате недостаточной устойчивости против коррозии в среде выпускных газов, которая определяется составом газовой среды и температурой.

В работе [1] указано, что применение этилированного бензина сокращает срок службы клапанов, так как при его сгорании в выпускных газах, кроме брома, хлора и серы, находятся окислы свинца, которые при определенной температуре взаимодействуют с защитной окисной пленкой материала и тем самым способствуют интенсификации процесса коррозии клапанов [8]. Избыток кислорода в струе выпускных газов ускоряет окисление материала клапанов.

Для определения жаростойкости стали ЭП303 были проведены испытания на устойчивость против образования окалины в атмосфере воздуха и против коррозии в двуокиси свинца при температуре 900° . Результаты этих испытаний показали, что наиболее устойчива против образования окалины сталь ЭП303. Окалиностойкость (по привесу в г/м²) для сталей составила:

ЭП303	12,3
ЭП48	23,4
ЭИ69	194,5

Сталь ЭП303 обладает также достаточной устойчивостью против коррозии в среде расплавленных окислов свинца. Удельные потери составляют: для стали ЭИ72 — $3524 \text{ г/м}^2\text{ч}$, для стали ЭП48 — $3445 \text{ г/м}^2\text{ч}$ и для стали ЭП303 — $3047 \text{ г/м}^2\text{ч}$.

Положительные результаты лабораторных исследований стали ЭП303 позволили провести промышленное ее опробование в условиях массового изготовления клапанов, а также провести сравнительные стендовые и эксплуатационные испытания выпускных клапанов из сталей ЭП303 и ЭП48 на двигателях Горьковского автозавода.

Выпускные клапаны из стали ЭП303 изготавливали в кузнечном корпусе Горьковского автозавода с суточным выпуском 2000 шт. по следующей технологии:

1. Резка прутков (горячекатаный металл) диаметром 25 мм на заготовки длиной 35 мм в подогретом состоянии до температуры $500-600^\circ$.

Резка прутков при более низких температурах приводила к скалыванию и образованию торцовых трещин на заготовках, а резка при повышенных температурах приводила к образованию заусенцев.

2. Штамповка клапанов на 600-тонном прессе в два перехода, нагрев заготовок индукционный до температуры $1130-1150^\circ$. Время нагрева 9–10 сек.

При штамповке клапанов необходимо строгое соблюдение режима нагрева заготовок, так как повышение температуры штамповки вызывает появление на стебле клапанов поперечных трещин (в виде надрывов — «кершн»), а понижение температуры приводит к появлению мелких трещин на тарелке.

3. Термообработка клапанов — закалка в воде с температуры $1180 \pm 5^\circ$ после выдержки в течение 30–45 мин (в зависимости от садки). Старение

при температуре 760° в течение 14 ч, охлаждение на воздухе. Твердость клапанов не менее HRC 33.

4. Правка клапанов в подогретом состоянии до температуры $650-700^\circ$.

5. Механическая обработка клапанов. Выпускные клапаны из стали ЭП303 обрабатывали на поточной линии по технологии, установленной для клапанов из стали ЭП48.

Экспериментальные партии клапанов проходили 100%-ный контроль ОТК завода.

Сравнительные стендовые и эксплуатационные испытания выпускных клапанов, изготовленных из сталей ЭП303 и ЭП48, проводили в лабораториях двигателей КЭО и ОГТ Горьковского автозавода на двигателях ГАЗ-51, ГАЗ-51А и ГАЗ-21Д.

В лаборатории двигателей КЭО испытывали выпускные клапаны на двигателях ГАЗ-21Д при форсированных режимах с двухчасовым циклом: холостой ход при 1500 об/мин — 15 мин; полная нагрузка при 2700 об/мин — 45 мин; полная нагрузка при 3400 об/мин — 45 мин; полная нагрузка при 3800 об/мин — 15 мин.

В качестве топлива применяли бензин Б-91/115 (ГОСТ 1012-54) с содержанием ТЭС $2,5 \text{ см}^3/\text{кг}$, а в качестве смазки — масло группы 408 или ДСП-8.

Перед сборкой клапаны притирали к их седлам притирочной пастой. Первоначальные зазоры между клапанами и коромыслами устанавливали $0,3 \text{ мм}$.

Через каждые 10–15 ч работы двигателя проверяли зазоры клапанов на холодном двигателе. При этом в начальный период испытаний в случае необходимости зазоры регулировали до восстановления первоначальной величины, так как потеря теплового зазора приводит к неплотному прилеганию тарелки клапанов к седлам, утечке выпускных газов и к неизбежному прогоранию рабочей фаски клапанов. Впоследствии была принята методика, при которой зазоры не регулировались. Нарушение зазора вместе с падением компрессии в одном из цилиндров служило основанием для прекращения испытаний.

Проводили 600-часовые испытания выпускных клапанов на двигателе ГАЗ-51 по режиму ГОСТа 491-55. В процессе испытаний через каждые 50 ч проверяли величины зазоров клапанов и их регулировку.

Испытания показали, что в процессе работы двигателей ГАЗ-21Д и ГАЗ-51 клапаны из стали ЭП48 вытягивались и теряли зазор, поэтому приходилось 2–3 раза восстанавливать зазор (эти места отмечены римскими цифрами), в то время как клапаны из стали ЭП303 сохраняли тепловой зазор до конца испытаний (рис. 3). Величина суммарного изменения теплового зазора за 600 ч работы у клапанов из стали ЭП48 состав-

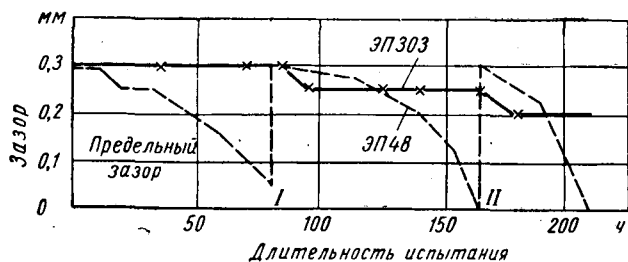


Рис. 3. Изменение теплового зазора выпускных клапанов двигателя ГАЗ-21Д при стендовых испытаниях

ляла 0,7—1,0 мм, а у клапанов из стали ЭП303 она не превосходила 0,25—0,30 мм при тех же условиях работы двигателей.

Результаты стендовых испытаний подтверждены эксплуатационными испытаниями форсированных двигателей ГАЗ-51А, на которых одновременно испытывали выпускные клапаны из сталей ЭП303 и ЭП48 (рис. 4).

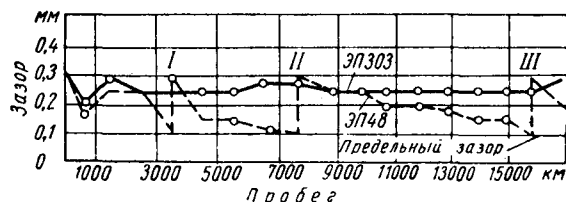


Рис. 4. Изменение теплового зазора выпускных клапанов двигателя ГАЗ-51А при эксплуатационных испытаниях

Стендовые испытания наплавленных выпускных клапанов из стали ЭП303 на двигателях ГАЗ-21Д при форсированных режимах показали, что срок службы клапанов, наплавленных жаростойким хромоникелевым сплавом ВХН-1, увеличивается более чем в 3 раза по сравнению со стандартными клапанами без наплавки.



УДК 629.113:621.745.4:669.13

Некоторые вопросы унификации шихт литейных цехов серого чугуна

А. Н. ЕРШОВИЧ, В. Л. РАССУДОВ

Минский филиал НИИТАвтопрома

ОСНОВНОЙ характеристикой, положенной ГОСТом 1412-54 в основу классификации серых чугунов, являются пределы их прочности при растяжении и изгибе. Статистические проверки фактических значений $\sigma_{изг}$ показали, что на многих заводах они не соответствуют требованиям ГОСТа, в том числе из-за выпадов за установленный нижний предел, единственно оговоренный стандартом.

Одни и те же по обозначению марки серого чугуна имеют различный химический состав, так как выплавляются из различных по количеству и качеству шихтовых материалов. Согласно нормативным данным литейных цехов ведущих автозаводов за 1964 г. израсходовано 40—60% свежих чушковых чугунов. Наименьшее количество применяет Ярославский моторный завод, наибольшее — Горьковский автозавод. Однако на первом заводе используется шихта с большим количеством природнолегированных чушковых чугунов, главным образом хромоникелевых (16%). На Горьковском автозаводе применяются перелетные чугуны.

Каждая марка чушкового чугуна поставляется различными (пятью — семью) заводами. Подобное положение вызвано большим количеством организационно-технических причин и

среди них отсутствием научно-обоснованных критериев для расчета химического состава и рецептуры шихт, позволяющих получать необходимую прочность металла. Зависимость между химическим составом и прочностью чугуна определялась по результатам статистического анализа. Данные табл. 1 представляют собой средние значения испытаний и анализов образцов; проведенных заводскими лабораториями за 1961—1964 гг. При механических испытаниях определяются, как уже отмечалось, предел прочности при изгибе, твердость и стрела прогиба, а при химическом анализе — С, Si, Mn, S, P, Cr и реже Ni, Ti и Cu. Влияние каждого элемента на прочность своеобразно, влияние некоторых элементов мало изучено. Суммарное воздействие их можно условно учесть, воспользовавшись формулами, определяющими степень эвтектичности S_c чугуна (1).

На рис. 1 значения $\sigma_{изг}$ марок серого чугуна, выплавляемых в литейных цехах автозаводов, нанесены в зависимости от S_c , вычисленной по формуле

$$S_c = \frac{C}{4,23 - 0,312Si - 0,33P + 0,18(Mn - 1,76S) + 0,6Cr} \quad (1)$$

Выводы

1. Производственные испытания и исследования стали ЭП303 промышленных плавок и клапанов, изготовленных из нее, показали, что она обладает хорошими технологическими и высокими механическими свойствами при комнатной и повышенных температурах. Твердость клапанов из этой стали (до HRC 38), получаемая после термической обработки, позволяет исключить применение твердой наплавки пятки стержня клапанов или специальных колпачков.

2. Выпускные клапаны, изготовленные из стали ЭП303, в процессе эксплуатации двигателей ГАЗ обеспечивают надежную их работу, стабильность теплового зазора, меньшую деформацию тарелки клапанов и увеличение срока службы в 2 раза, а клапанов с наплавкой ВХН-1 — более чем в 3 раза по сравнению с клапанами из стали ЭП48.

3. Заводом «Электросталь» освоено производство стали ЭП303 по всему металлургическому циклу.

4. Сталь ЭП303 принята Горьковским автозаводом в производство для изготовления выпускных клапанов двигателей ГАЗ и ЗМЗ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пульманов В. И. «Вестник машиностроения», 1945, № 5.
2. Прядилов В. И., Вернер К. А. «Автомобильная промышленность», 1959, № 6.
3. Вернер К. А., Миранская Е. Д., Осадченко М. Ф. Выбор материала выпускных клапанов автомобильного двигателя, ЦБТИ Автомобильной промышленности, 1959.
4. Гурвич И. Б., Егорова А. П. Рабочая температура деталей автомобильных двигателей. ЦИНТИАМ, серия ОС-XIII, 1964.
5. Collwel A. T., «SAE», т. 46, 1940, № 4.
6. Химушин Ф. Ф. Нержавеющие стали. Металлургиздат, 1963.
7. Зубарев А., Муравьев В. «Автомобильный транспорт», 1961, № 1.
8. Акимов Г. В. Основы учения о коррозии и защите металлов. Металлургиздат, 1946.

Таблица 1

Завод	Марки чугуна	Шифр чугуна	Химический состав в %										Механические свойства			
			C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Ti	Cu	S _c	σ _{изг}	HB	f	Модификатор
МАЗ	СЧ 24-44	31	3,495	2,338	0,565	0,110	0,133	0,268	0,200	0,050	0,243	0,95	41,64	216,0	2,58	—
	СЧ 18-36	32	3,488	2,410	0,560	0,100	0,111	0,200	0,200	—	—	0,96	40,16	208,6	2,57	—
	СЧ 24-44	33	3,380	2,320	0,560	0,114	0,110	0,165	—	—	0,360	0,93	45,80	214,0	3,20	Ферроцерий
ЗИЛ	СЧ 18-36	И1	3,363	2,104	0,560	0,143	0,165	0,281	0,119	—	—	0,90	41,70	220,0	4,53	—
	СЧ 24-44	И1*	3,360	2,120	0,590	0,120	0,160	0,290	—	—	—	0,89	47,40	222,8	4,15	—
	СЧ 15-32	И2	3,300	2,570	0,615	0,112	0,159	0,113	0,050	—	—	0,94	40,00	207,0	4,40	—
	СЧ 18-36	И2*	3,300	2,561	0,600	0,116	0,160	0,116	0,056	—	—	0,94	43,20	208,0	4,06	—
ГАЗ	СЧ 24-44	K1	3,312	2,323	0,708	0,085	0,169	0,258	—	—	—	0,90	52,19	231,5	3,09	Ферросилиций + алюминий
	СЧ 18-36	K2	3,663	2,093	0,694	0,098	0,233	0,071	—	—	—	1,01	36,60	175,3	2,90	Ферросилиций
	СЧ 18-36	K3	3,611	2,061	0,662	0,082	0,199	0,075	—	—	—	0,99	38,90	190,0	2,84	—
ЯМЗ	СЧ 21-40	M1	3,400	2,280	0,690	0,092	0,139	0,351	0,167	0,080	0,170	0,91	49,80	241,8	4,48	Ферросилиций
	СЧ 21-40	M2	3,432	2,470	0,567	0,091	0,140	0,311	0,144	—	—	0,94	51,50	243,5	4,80	Ферросилиций + графит
	СЧ 21-40	M1*	3,440	2,170	0,670	0,102	0,141	0,330	—	—	—	0,91	48,50	238,0	3,70	Ферросилиций
	СЧ 21-40	M2*	3,370	2,450	0,680	0,096	0,152	0,278	—	—	—	0,92	48,00	248,3	3,99	—
	СЧ 15-32	M3*	3,508	2,490	0,535	0,095	0,148	0,204	—	—	—	0,98	42,40	237,0	3,80	—
КАЗ	СЧ 21-40	Ю1	3,330	2,140	0,550	0,175	0,169	0,297	0,130	—	—	0,89	49,60	232,0	3,15	Алюминий

* По данным 1964 г.

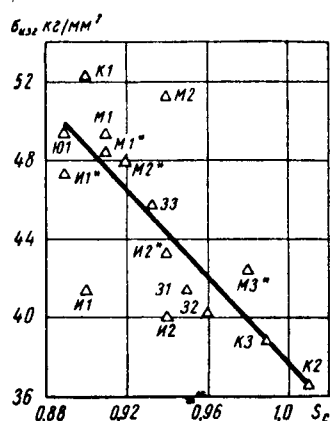


Рис. 1. Зависимость предела прочности чугуна при изгибе от степени эвтектичности.

Влияние хрома в этой формуле ориентировочно учтено с коэффициентом 0,6.

Уравнение прямой вычислено методом наименьших квадратов отклонений и действительно только в диапазоне $S_c = 0,89 \div 1,01$:

$$\sigma_{изг} = 148,8 - 111,1 S_c (2)$$

Эта зависимость выведена на основе средних значений. Построение частотных кривых позволило установить, что около 90% значений прочности находится в интервале колебаний $\pm 6 \text{ кг/мм}^2$. Таким образом, для определения требуемой степени эвтектичности по полученному уравнению предел прочности должен быть завышен на эту величину. Полный химический состав чугуна определяется по формуле (1). При этом необходимо задаться содержанием Mn, Cr, S и P согласно требованиям, предъявляемым к деталям, принятому технологическому процессу и т. п. Содержание кремния и углерода определяется с учетом того, что их отношение Si/C равно 0,6—0,9.

Учитывая, что колебания некоторых элементов в процессе плавки составляют: $\pm 0,15\%$ C; $\pm 0,30\%$ Si; $\pm 0,13\%$ Mn и $\pm 0,03\%$ S, можно определить химический состав для получения серого чугуна марок СЧ 15-32, СЧ 18-36, СЧ 21-40 и СЧ 24-44 (табл. 2).

В табл. 3 дана рецептура металлических шихт, обеспечивающих необходимый химический состав сплава. Указанные шихты могут быть рекомендованы в качестве типовых. Переход на работу по типовому технологическому процессу обеспечит удобство планирования и снабжения отрасли материалами и даст некоторым заводам ощутимую экономию по металлозавалке.

Однако выплавка чугуна с заданным химическим составом не обеспечит требуемых свойств контрольных образцов и отливок, так как на механические и другие характеристики, кроме учетных факторов, будет влиять и много неучтенных. Поэтому получение регламентированных прочностных свойств и качественных отливок при переходе на унифицированные шихты возможно только с одновременным использованием ковшовых

обработки чугуна. Последняя позволяет в некоторой мере регулировать свойства металла, главными из которых можно назвать механические характеристики (прочность, твердость) и склонность его к отбелу.

Прочность повышается модификаторами, основными из которых являются ферросилиций, графит, алюминий и используемый в последние годы ферроцерий. Лабораторные исследования и практика показали, что FeSe является наиболее эффективным модификатором. Величина, на которую в этом случае возрастает прочность, зависит от химического состава и легированности сплава (рис. 2). Однако в массовом производстве FeSe не применяется из-за высокой стоимости и дефицитности.

Таблица 2

Марка чугуна	S _c	Химический состав в %					
		C	Si	Mn	P _{ср}	S _{ср}	Cr _{ср}
СЧ 15-32	0,94—1,06	3,35—3,65	2,15—2,75	0,50—0,80	0,100	До 0,12	—
СЧ 18-36	0,91—1,01	3,25—3,55	2,10—2,70	0,50—0,80	0,100	0,12	—
СЧ 21-40	0,87—0,98	3,20—3,50	2,05—2,65	0,60—0,85	0,130	0,12	0,20
СЧ 24-44	0,84—0,94	3,15—3,45	2,00—2,60	0,60—0,85	0,150	0,12	0,30

Таблица 3

Материал	ГОСТ	Марка	СЧ 15-32	СЧ 18-36	СЧ 21-40	СЧ 24-44
Чугун литейный разных марок	4832—58	ЛК 0; ЛК 1; ЛК 2; ЛК 3	42,00	42,00	34,00	31,00
Чугун природнолегированный разных марок	ТУ 5003-55	ЛХЧ 1; ЛХЧ 2	—	—	8,00	12,30
Лом стальной	2787—54	A1	—	—	8,00	11,50
Лом чугунный	2787—54	A7	17,80	16,00	9,40	4,60
Стружка чугунная брикетированная . . .		A8	8,50	8,50	7,00	7,00
Ферросилиций доменный	5165—49	СИ 10; СИ 15	2,50	4,00	4,00	4,00
Ферросилиций . . .	1415—49	СИ 45	0,20	0,20	0,20	0,20
Ферромарганец доменный	5165—49	MH 5; MH 6	—	0,30	0,40	0,40
Отходы литейного производства			29,00	29,00	29,00	29,00

Примечание. Выход годного материала 65%, угар и безвозвратные потери 6%.

Уменьшение степени эвтектичности, в том числе за счет легирования чугуна хромом, приводит к увеличению предела прочности при изгибе. Особенно сильный рост $\sigma_{изг}$ обеспечивается процессом легирования и модифицирования (совместно). Кроме того, модифицированием нелегированного чугуна при определенных значениях S_c , а именно 0,89—0,94, можно получить более прочный металл, чем при одном

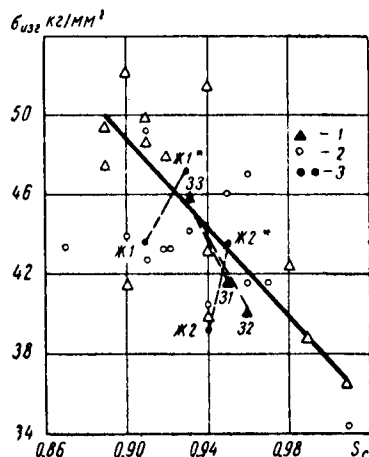


Рис. 2. Изменение предела прочности чугуна лабораторных плавок в зависимости от степени эвтектичности и процесса модифицирования:

1 — автозаводы; 2 — тракторные заводы; 3 — изменение свойств при введении модифицирования FeSe

только легировании хромом даже при содержании последнего 0,30—0,40%. Прочность чугуна возрастает при уменьшении степени его эвтектичности только до определенных пределов, после чего опять снижается. Те значения $\sigma_{изг}$, которые находились на восходящей ветви зависимости $\sigma_{изг} = f(S_c)$ у модифицированного ферроцерием чугуна, оказались даже выше, чем должны быть по расчетной формуле (2).

Такое явление наблюдается на Минском автозаводе и Минском тракторном заводе. Эти заводы, не применявшие ранее модифицирования, в течение последних лет стали использовать для этой цели 0,03% ферроцерия. На рис. 3 показано наблюдавшееся в результа-

те этого процесса повышение прочности для чугунов Минского тракторного завода (индекс «Ж»).

Твердость чугуна в настоящее время также регулируется ковшой обработкой металла. Для этой цели за рубежом широко распространены добавки олова [2—4]. Исследования, проведенные металлургической лабораторией филиала НИИТАвтомобильного, и опыт Минских заводов показали, что этот дорогой и дефицитный материал может быть успешно заменен сурьмой.

Уровень отбела отливок регулируется правильным выбором количества и качества модификатора и также не представляет неразрешимой задачи.

Применение ковшой обработки позволяет сводить к минимуму число шихт, применяемых в пределах одного литейного цеха. Работа на единой шихте осуществляется уже несколько лет на Минском автозаводе [5]. Так, увеличение предела прочности при изгибе за счет модифицирования чугуна ферроцерием (0,03%) и некоторого снижения степени его эвтектичности позволило устранить из состава шихты часть природно легированных чушковых чугунов. В результате такой металл имеет меньшую склонность к отбелу и несколько меньшую твердость, что дало возможность перевести детали, заливаемые прежде СЧ 18-36, на более прочный чугун, т. е. ввести единую марку

серого чугуна СЧ 24-44. Согласно представленным ранее расчетам такой металл предлагается как образец и для чугуна марки СЧ 21-40.

Для цилиндров двигателя мотоцикла, отливаемых по кооперации Минскому велозаводу, этот сплав оказался неприемлемым. Ребристый цилиндр двигателя заливался в оболочковую форму, что из-за большой скорости охлаждения приводило к так называемой «аномалии» эвтектоидного превращения [6], вызывающей образование феррита в наружных слоях отливки. Обработка чугуна малыми добавками сурьмы (0,03%) предотвратила это явление и обеспечила получение отливок требуемой твердости.

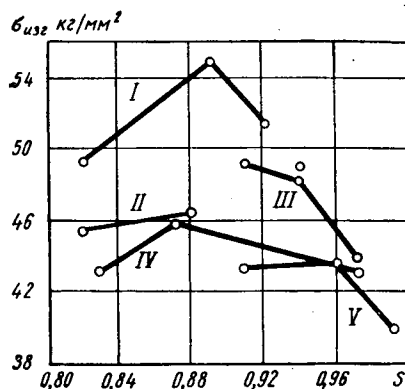


Рис. 3. Влияние модифицирования FeSe на предел прочности при изгибе заводских чугунов:

I — 0,30—0,40% Cr (модифицирован 0,1% FeSe); II — 0,30—0,40% Cr (немодифицирован); III — 0,04—0,05% Cr (модифицирован 0,1% FeSe); IV — 0,10—0,15% Cr (немодифицирован); V — 0,04—0,05% Cr (немодифицирован)

Центральные заводские лаборатории не ведут, как правило, статистической обработки результатов механических испытаний и химических анализов серого чугуна, что является серьезным недостатком. Из-за этого нет возможности оценить качество работы цеха и откорректировать процесс в нужном направлении. Целесообразно, с точки зрения унификации, создать централизованное для отрасли утверждение нормативов и фондов на шихтовые материалы. Указанные задачи требуют своего решения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Form G. W., Wallace J. F. „Foundry“, 1962, № 9.
2. Strásky Drahoslav, Kacirek Milan. „Slévárenství“, 1963, № 4.
3. Jones H. F. „Iron Age“, 1963, № 14.
4. Benedic S. „Technische Rundschau“, 1964, № 13.
5. Тарасов В. В., Ершович А. Н. «Промышленность Белоруссии», 1963, № 11.
6. Богачев И. Н. Металлография чугуна. Металлургиздат, 1963.

Упрочнение автомобильных пружин методом деформационного старения

М. А. КОТКИС

Горьковский автозавод

ОДНИМ из основных эксплуатационных требований, предъявляемых к пружинам и другим упругим элементам деталей машин и механизмов, работающим в условиях динамических нагрузок, является требование высокой выносливости. Вопросы усталостной прочности пружин и других упругих элементов становятся особенно важными в связи с требованием повышения надежности машин при одновременном уменьшении их веса.

В развитие ранее проведенных исследований [1, 2] на Горьковском автозаводе разработан новый технологический процесс изготовления пружинных изделий.

Нормализованный подкат подвергается холодной пластической деформации со степенью обжатия 40—60% (без промежуточного отжига) прокаткой или волочением до окончательного размера сечения. Из полученных таким образом ленты или проволоки вырубкой и формовкой или навивкой изготавливаются пластинчатые или витые изделия. После этого они подвергаются нагреву в течение 20—30 мин при температуре 280—300°. В результате такой обработки изделия получают необходимый комплекс механических свойств, обеспечивающий их работоспособность. Теоретический анализ экспериментальных данных, полученных при исследовании сталей С-65А и 65Г, подвергнутых указанной обработке, приводит к выводу о том, что упрочнение возникает в результате деформационного старения.

В общем виде механизм упрочнения выглядит так. В результате холодной пластической деформации в материале существенно увеличивается количество особых нарушений кристаллической решетки — дислокаций [3]. В результате нагрева такого материала углерод и азот, находящиеся в твердом растворе, мигрируют к дислокациям и блокируют их, образуя вокруг них «облака». Такая блокировка существенно замедляет движение дислокаций при последующей деформации, что и приводит к упрочнению [3].

По новому технологическому процессу были изготовлены пружины клапана двигателя ГАЗ-51 (сталь С-65А) и пластинчатые пружины, поддерживающие вилку подшипника выключения сцепления двигателя ГАЗ-51 (сталь 65Г).

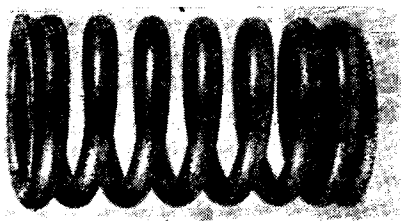


Рис. 1

На рис. 1 приведен внешний вид пружины клапана двигателя ГАЗ-51, которая изготавливается на заводе «Красная Этна» в г. Горьком из стали С-65А по ТУ-5621 из проволоки, подвергнутой закалке и отпуску.

Новый технологический процесс заключается в следующем. Нормализованный горячекатаный подкат диаметром 6,5 мм подвергается очистке от окислов и меднению с последующим волочением по обычной технологии до диаметра 4,1 мм. После этого проволока имеет следующие механические свойства: предел прочности 135—142,5 кг/мм², относительное удлинение 3%, число скручиваний (8—14), число гибов (7—8). Далее проволока поступает на навивку пружин и шлифование торцов, после чего следует термообработка: нагрев в солях в течение 30 мин при 290—300°.

В результате такой обработки изделия получают нужный комплекс механических свойств. После термообработки следуют очистка пружин мокрым песком, дефектоскопия, наклеп дробью, трехкратная осадка и весовые испытания.

По описанной технологии была изготовлена большая партия пружин клапана. Результаты проверки весовых характеристик пружин приведены в табл. 1 (каждое значение среднее для 450 пружин).

Таблица 1

Высота пружины в мм	Нагрузка на пружину в кг	
	действительная	по ТУ
44,5 35,7	19,5 51,2	18,4—21,5 46,2—49,0

Пружины, упрочненные деформационным старением, были подвергнуты стендовым испытаниям в течение 560 ч и 100—200 ч при форсированных режимах работы двигателя. Примеры результатов испытаний приведены в табл. 2 и 3 (соответственно).

Таблица 2

Пру- жины	Свободная длина в мм		Усадка в мм	Усилия при сжатии до 44,5 мм в кг		Снижение нагруз- ки в кг	Нагрузка при сжатии до 35,7 мм в кг		Снижение нагруз- ки в кг
	до испы- тания	после ис- пытания		до испы- тания	после испытания		до испы- тания	после испытания	
Опыт- ные	50,0	49,25	0,75	19,0	16,5	2,5	51,0	48,5	2,5
	50,45	49,70	0,75	19,0	17,0	2,0	51,0	48,5	2,5
	50,30	49,70	0,60	19,0	17,25	1,75	51,0	48,5	2,5
	55,50	49,90	0,60	20,0	18,0	2,0	51,5	49,0	2,5
	50,30	49,90	0,40	19,0	17,75	1,25	51,0	48,5	2,5
	50,0	49,80	0,20	19,5	18,5	1,0	51,25	49,5	1,75
	50,25	49,80	0,45	20,0	18,0	2,0	51,0	49,0	2,5
	50,0	49,75	0,20	20,0	18,0	2,0	51,0	49,0	2,0
	50,30	49,65	0,65	19,5	17,5	2,0	51,0	49,0	2,0
	50,20	49,75	0,45	19,5	17,5	2,0	51,0	48,5	2,5
	50,2	49,75	0,45	20,0	18,0	2,0	52,0	50,0	2,0
	50,50	49,90	0,60	20,5	18,0	2,5	52,0	50,0	2,0
Стан- дарт- ные	50,9	50,2	0,70	22,0	17,0	5,0	51,0	47,8	3,2
	50,50	50,25	0,25	19,0	18,0	1,0	48,0	47,5	0,5
	51,0	50,2	0,8	22,0	18,0	4,0	53,0	48,8	4,2

Таблица 3

Условия	Нагрузка в кг при	
	деформационном старении	закалке и отпуске
До испытания при сжа- тии до высоты в мм: 44,5 35,7	18,5; 19,1; 17,7; 19,2 50,0; 49,5; 48,5; 51,5	19,1; 18,3; 18,6; 17,5 48,0; 46,0; 47,0; 45,5
После 100 ч испытаний при сжатии до высоты в мм: 44,5 35,7	15,8; 15,9; 14,2; 15,5 47,0; 46,5; 45,0; 48,0	15,5; 15,4; 15,6; 13,8 44,0; 43,0; 43,0; 41,0
После 200 ч испытаний при сжатии до высоты в мм: 44,5 35,7	15,6; 15,5; 14,3; 15,4 46,0; 46,0; 44,5; 47,0	15,4; 15,4; 15,4; 13,9 44,5; 42,5; 43,0; 41,0

Для исследования усталостных свойств были изготовлены специальные пружины из стали С-65А с термообработкой по существующей технологии и по новому технологическому процессу. Длина пружин 250 мм. Остальные геометрические параметры такие же, как у пружин клапана (шаг и диаметр). Испытания проводились на специальном стенде, описанном в работе [4] и изготовленном на Горьковском автозаводе [5] (рис. 2). Стенд включал в себя электродвигатель 1 мощностью 0,74 кВт

с числом оборотов $n=1500$ об/мин; цанговое устройство 2 для крепления испытуемой пружины; испытуемую пружину 3; подвижную стойку 4, устанавливающую угол изгиба пружины; счетчик 5 числа оборотов пружины; плиту 6 с криволинейным пазом и отверстиями, фиксирующими подвижную стойку в интервале углов $0-170^\circ$ через 10° .

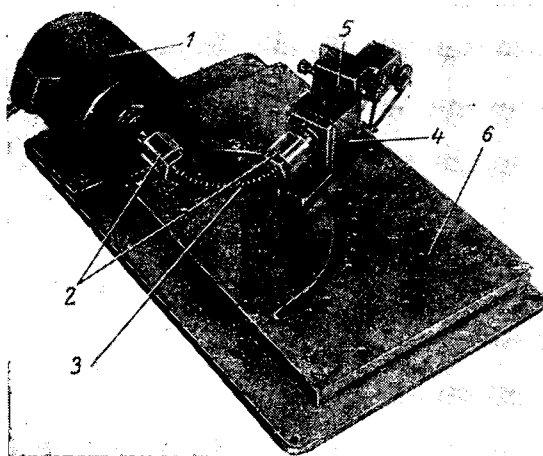


Рис. 2

Благодаря подвижной стойке испытуемая пружина может располагаться по окружности в интервале $0-170^\circ$. Поэтому можно считать, что в соответствующих точках витков пружины напряжения в каждый момент времени будут одинаковыми и будут изменяться в зависимости от угла поворота стойки.

С обоих концов в пружину ввертываются специальные пробки таким образом, что расстояние между торцами (внутренними) пробок остается постоянным для любых испытуемых пружин, т. е. высота пружины H всегда постоянна.

Напряжения, возникающие при испытании пружины на стенде, рассчитывались следующим образом. Если пружина изгибается моментом M , приложенным к торцу пружины, то наибольшие напряжения в витках из круглой проволоки развиваются у контура поперечного сечения витка в плоскости изгибающего момента.

Эквивалентное напряжение в этих точках по теории наибольших касательных напряжений (если пренебречь влиянием кривизны витка) согласно работе [4]

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M}{0,1d^3}, \quad (1)$$

где M — изгибающий момент, приложенный к торцу пружины; d — диаметр проволоки пружины.

Угол поворота δ верхнего торца пружины относительно нижнего, который считается заделанным для пружин, изготовленных из проволоки круглого сечения, определяется так:

$$\delta = \frac{MH(2 + \mu \cos^2 \alpha) \pi Di}{EJ 2H \cos \alpha}, \quad (2)$$

где D — средний диаметр пружины;
 E — модуль упругости;
 J — момент инерции;
 i — число витков;
 μ — коэффициент Пауссона;
 α — угол подъема витка пружины.

Подставляя в формулу (2)

$$J = \frac{\pi d^4}{64}$$

и решая уравнение относительно величины M , получим

$$M = \frac{\delta E d^4 \cos \alpha}{32 D i (2 + \mu \cos^2 \alpha)}. \quad (3)$$

Решая совместно уравнения (1) и (3) относительно величины $\sigma_{\text{экв}}$, получаем

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{E S d \cos \alpha}{3,2 D R (2 + \mu \cos^2 \alpha)}, \quad (4)$$

где $S = \frac{H}{i}$ — шаг пружины;

$R = \frac{H}{\delta}$ — радиус кривизны пружины.

Формула (4) была использована для расчета напряжений при усталостных испытаниях. Результаты усталостных испытаний приведены на рис. 3. На кривых видно, что пружины клапана, упрочненные деформационным старением (а), имеют более высокие усталостные свойства, чем те, которые изготовлены по действующей технологии (б). Жесткость пружин, изготовленных по новой технологии, составляет $3,17$ кг/мм, а стандартной $2,92$ кг/мм (средние значения 10 измерений).

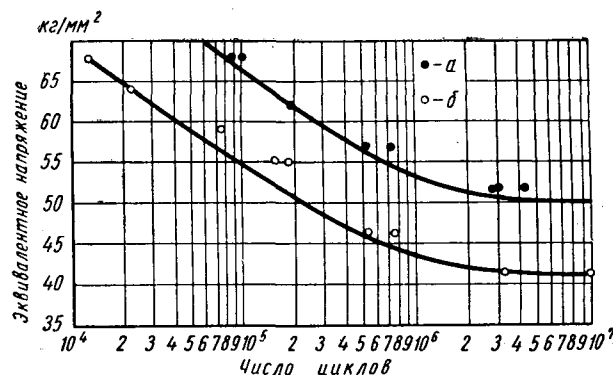


Рис. 3

На рис. 4 приведен внешний вид пружины, удерживающей вилку подшипника выключения сцепления. Деталь изготавливается на Горьковском автозаводе из ленточной стали 65Г (ГОСТ 1050-52), толщина ее $0,5$ мм, ширина 28 мм. По существующей технологии деталь штампуется из холоднокатаной ленты. Нагрев под закалку производят в цианистой ванне. Закалка осуществляется в масле. Далее детали промываются в моечной машине и отпускаются в течение 90 мин при 200° . После отпуска пружины собираются на приспособление по 185 шт. для фиксации геометрии по чертежу и помещаются в печь на 60 мин при 425° (в печи 10 приспособлений). После отпуска твердость должна быть $HRC 40-45$.



Рис. 4

Для проведения широкого промышленного опробования нового метода на Горьковском металлургическом заводе было изготовлено 150 кг ленты из стали 65Г толщиной $0,5$ мм и шириной 30 мм. Так как при этом не было горячекатаной ленты, то в качестве исходного металла была взята отожженная лента ($1,0 \times 30$) мм, которая нормализовалась после нагрева в проходной электропечи, твердость после нормализации $HRB 96-99$. Лента подвергалась очистке от окалины абразивным порошком на специальной машине и холодной прокатке до толщины $0,5$ мм без промежуточного отжига. Далее из ленты штамповались детали. Штампы пришлось несколько подкорректировать с учетом повышенной (по сравнению с обычной) упругостью ленты. Детали подвергались нагреву в течение 30 мин при $290-300^\circ$ в шахтной печи типа ПН-31. После старения твердость деталей $HRC 41-45$.

При сборке и испытаниях $10\,000$ двигателей не отмечено различий между двигателями с деталями, изготовленными по новой технологии, и двигателями с деталями, обработанными по существующей технологии. Эксплуатация 200 двигателей в течение года с деталью, изготовленной по новой технологии, не показала различий с двигателями, имеющими стандартную деталь.

Выводы

1. Разработан новый технологический процесс изготовления пружинных изделий, заключающийся в холодной пластической деформации (степень обжатия 40—60% без промежуточного отжига) нормализованной заготовки до окончательного сечения. Из полученной ленты или проволоки вырубкой, штамповкой или навивкой изготавливается изделие, которое подвергается затем нагреву в оптимальном интервале температур и времени выдержки для протекания процессов деформационного старения.

2. При изготовлении разработанным методом спиральных пружин облегчаются условия навивки, исключаются операции закалки и отпуска проволоки, что уменьшает опасность обезуглероживания поверхности и дает экономический эффект. Новая технология приводит к повышению усталостных и упругих свойств.

3. Разработанный процесс упрощает изготовление тонких пластинчатых пружин, при закалке которых возникают значи-

тельные деформации геометрических размеров; не требуется специальной оснастки для придания необходимой геометрии в процессе отпуска.

ЛИТЕРАТУРА

1. Апаев Б. А. Физика металлов и металловедение, т. 4, вып. 2. Металлургиздат, 1957.
2. Сысоев Ю. А., Коткис М. А., Афанасьева В. К. Физика металлов и металловедение, вып. 4. Металлургиздат, 1961.
3. Коттрелл А. Х. Дислокации и пластическое течение в кристаллах. Металлургиздат, 1958.
4. Остроумов В. П., Карпухин В. А. Повышение динамической прочности пружин. Машгиз, 1961.
5. Свешников Д. А. «Автомобильная промышленность», 1958, № 9.

УДК 621.923.1:546.26.162

Выбор оптимальных режимов алмазного шлифования

Канд. техн. наук А. М. КУЗНЕЦОВ, И. П. ГОЛОСОВ
Московский автомеханический институт

В НАСТОЯЩЕЕ время алмазное шлифование находит широкое применение на всех машиностроительных заводах при изготовлении твердосплавного инструмента и деталей из твердых сплавов. Повышение точности обрабатываемой детали, отсутствие ожогов и трещин, значительное сокращение расхода инструмента — вот основные преимущества процесса алмазного шлифования по сравнению с абразивным.

Правильный выбор алмазных кругов и назначение рациональных режимов резания для конкретных условий обработки позволяют наиболее полно использовать все преимущества данного процесса.

На кафедре «Технология машиностроения» Московского автомеханического института проводится работа по исследованию основных закономерностей процесса алмазного шлифования деталей из твердых сплавов.

Экспериментальные исследования проводились на универсальном шлифовальном станке модели 312М. Станок снабжен механизмом поддержания постоянства усилия прижима круга к изделию с тензометрическим контролем.

В качестве экспериментального образца использовалась втулка из твердого сплава марки ВК 15. Втулка имела такие размеры: $D_{нар} = 30 \div 50$ мм; $d_{вн} = 18$ мм; $l = 50$ мм. При шлифовании втулка устанавливалась на оправке в центрах станка.

При проведении всех экспериментов использовалось обильное (5—7 л/мин) охлаждение трехпроцентным содовым раствором. Шлифование производилось алмазными кругами двух характеристик: АПП 200×10×3 А5 Б1 50%, АПП 250×10×3 А12 М1 100%.

Выбор указанных характеристик обусловлен широким применением алмазных кругов с такими характеристиками при обработке подобных деталей на машиностроительных и инструментальных заводах. При этом в условиях предварительного шлифования исследовались круги на металлической, а в условиях окончательного — на органической связках. Процессы шлифования оценивались путем определения и сравнения следующих параметров:

- 1) производительность процесса, т. е. количество снятого твердого сплава в г за единицу времени;
- 2) удельный расход алмазного инструмента, т. е. количество израсходованного алмаза в мг на 1 г снятого сплава;
- 3) чистота обработанной поверхности.

Целью проведенного исследования являлось установление характера и степени влияния параметров режимов обработки на основные характеристики процесса шлифования (производительность, качество обработки и износ кругов).

Изменение режимов обработки вызывает изменение динамических (усилий резания) и кинематических (скоростей относительного движения круга и обрабатываемой детали) факторов,

а также числа контактов режущих зерен со шлифуемой поверхностью.

В данной статье излагаются результаты исследований влияния параметров обработки на основные характеристики процесса при изменении только кинематического фактора и их сравнение с результатами исследований при постоянном времени шлифования. С целью исключения динамического фактора шлифование производилось с постоянным усилием прижима. Была принята оптимальная величина усилия прижима, равная при шлифовании кругом на металлической связке 7,5 кг, а на органической 5 кг. Постоянство числа контактов режущих зерен со шлифуемой поверхностью обеспечивалось путем изменения времени шлифования так, чтобы были выдержаны следующие равенства:

$$v_{кр} T = \text{const};$$

$$v_{из} T = \text{const};$$

$$S_{прод} T = \text{const},$$

где $v_{кр}$ — скорость вращения алмазного круга;

$v_{из}$ — скорость вращения изделия;

$S_{прод}$ — величина продольной подачи;

T — время шлифования при каждом режиме обработки.

Каждый эксперимент повторялся 3—5 раз.

Результаты экспериментов после математической обработки приведены на рис. 1—6.

На рис. 1 и 2 приведены зависимости, характеризующие влияние скорости круга $v_{кр}$ на съем Q и удельный расход S ал-

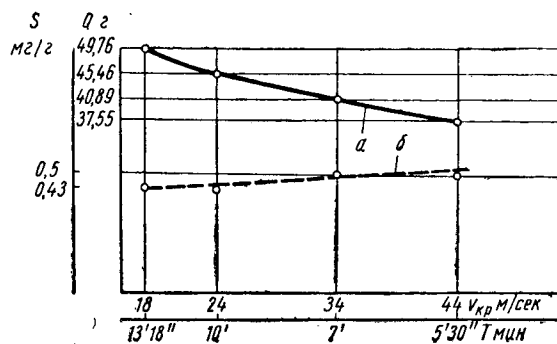


Рис. 1. Влияние скорости круга на съем (а) и удельный расход (б) при сохранении постоянства числа контактов круга с изделием (круг АПП 250×10×3 А12 М1 100%; $P_y = 7,5$ кг; $S_{прод} = 0,845$ м/мин; $v_{из} = 19$ м/мин)

мазных кругов. Анализ указанных зависимостей позволил установить следующее:

1. С увеличением скорости круга количество снятого твердого сплава за время каждого эксперимента уменьшается, однако производительность процесса шлифования (съем в единицу времени) растет. Следовательно, повышение производительности процесса при увеличении скорости вращения круга достигается за счет увеличения числа контактов режущих зерен с

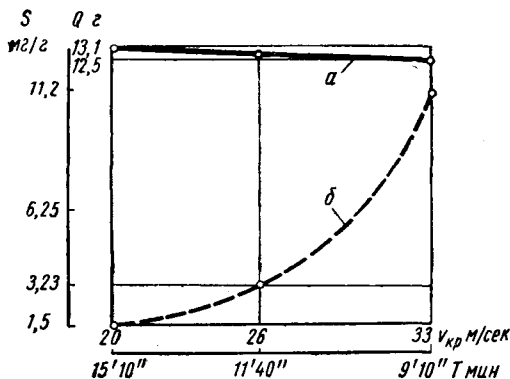


Рис. 2. Влияние скорости круга на съем (а) и удельный расход (б) при сохранении постоянства числа контактов круга с изделием (круг АПП 200×10×3 А5 Б1 50%; $P_y=5$ кг; $S_{прод}=0,845$ м/мин; $v_{из}=19$ м/мин)

обрабатываемой поверхностью. Снижение съема твердого сплава при увеличении скорости шлифования за время каждого эксперимента происходит вследствие уменьшения времени контакта каждого режущего зерна с обрабатываемой поверхностью.

Последнее объясняется уменьшением длины дуги контакта, а следовательно, и длины стружки, снимаемой каждым зерном. Этот вывод хорошо согласуется с аналитической зависимостью длины дуги контакта от скорости вращения круга, выведенной д-ром техн. наук Е. Н. Масловым¹.

Путем расчета, проведенного на основе полученных данных, было установлено, что съем твердого сплава за один оборот круга на металлической связке уменьшается с $26,5 \cdot 10^{-4}$ г при $v_{кр}=18$ м/сек, до $19,4 \cdot 10^{-4}$ г при $v_{кр}=44$ м/сек.

2. Увеличение скорости шлифования вызывает повышение удельного расхода алмазного круга. Это повышение незначительно для круга на металлической связке, но весьма существенно в случае работы кругом на органической связке.

Зависимость удельного расхода алмазных кругов на органической связке от скорости вращения круга, выведенная на основе обработки экспериментальных данных, имеет вид

$$S = av_{кр}^{3,5},$$

где a — коэффициент.

Высокий показатель степени при $v_{кр}$ свидетельствует о значительном влиянии скорости вращения круга на его износ при креплении зерен органической связкой. Это объясняется тем, что возникающие при больших скоростях резания ударные нагрузки превышают силу крепления алмазных зерен и вызывают их быстрое вырывание из связки. Износ алмазных кругов на металлической связке почти не изменяется с увеличением скорости вращения круга, поэтому нельзя предположить того, что повышение скорости резания вызывает раздробление алмазных зерен.

3. Учитывая влияние скорости вращения круга на его износ и производительность шлифования, в качестве оптимальной ее величины можно рекомендовать следующую: для кругов на органической связке не более 20 м/сек, а на металлической — 40 м/сек.

Результаты исследований влияния скорости вращения изделия на основные характеристики процесса шлифования приведены на рис. 3 и 4, а скорости продольной подачи — на рис. 5 и 6.

Из анализа приведенных зависимостей следует, что повышение скоростей вращения изделия и продольной подачи вызывает резкое уменьшение количества снятого твердого сплава за время каждого эксперимента независимо от вида связки. Срав-

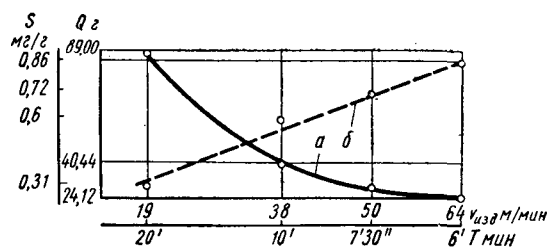


Рис. 3. Влияние скорости изделия на съем (а) и удельный расход (б) при сохранении постоянства числа контактов (круг АПП 250×10×3 А12 М1 100%; $P_y=7,5$ кг; $S_{прод}=0,845$ м/мин; $v_{кр}=34$ м/сек)

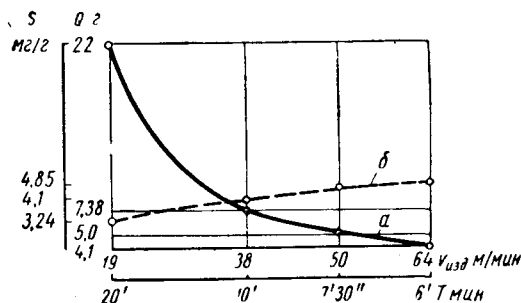


Рис. 4. Влияние скорости изделия на съем (а) и удельный расход (б) при сохранении постоянства числа контактов круга с изделием (круг АПП 200×10×3 А5 Б1 50%; $P_y=5$ кг; $S_{прод}=0,845$ м/мин; $v_{кр}=26$ м/сек)

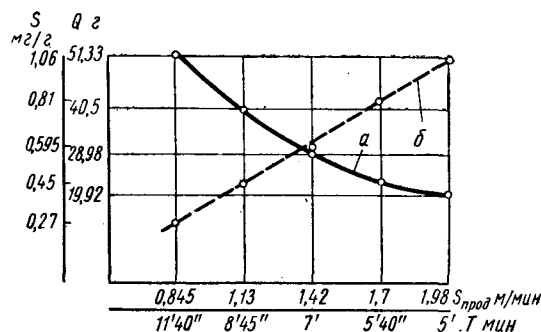


Рис. 5. Влияние продольной подачи на съем (а) и удельный расход (б) при сохранении постоянства числа контактов круга с изделием (круг АПП 250×10×3 А12 М1 100%; $P_y=7,5$ кг; $v_{кр}=34$ м/сек; $v_{изд}=19$ м/мин)

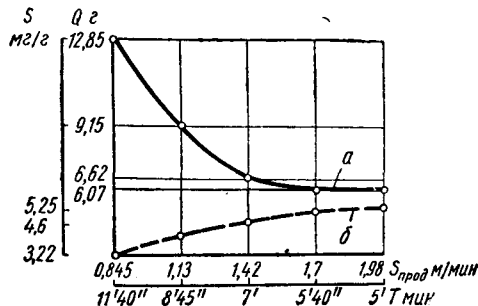


Рис. 6. Влияние продольной подачи на съем (а) и удельный расход (б) при сохранении постоянства числа контактов круга с изделием (круг АПП 200×10×3 А5 Б1 50%; $P_y=5$ кг; $v_{кр}=26$ м/сек; $v_{изд}=19$ м/мин)

нение величин съема твердого сплава в единицу времени, полученных на основе экспериментальных данных, показывает, что во всех случаях наблюдается снижение производительности шлифования. Это объясняется тем, что при увеличении скорости вращения и продольного перемещения изделия уменьше-

¹ Маслов Е. Н. Основы теории шлифования металлов. Машгиз, 1951.

ние толщины стружки, снимаемой каждым алмазным зерном, снижает производительность процесса больше, чем повышает ее увеличение числа контактов режущих зерен круга с изделием в единицу времени.

Увеличение скорости вращения и продольных перемещений детали вызывает рост удельного расхода алмазных кругов.

Было установлено, что при шлифовании кругами одной характеристики изменение режимов существенно не влияло на чистоту обрабатываемой поверхности.

При шлифовании кругами на металлической связке зернистостью А12 чистота обработки соответствовала 8-му классу, а при шлифовании кругами на органической связке зернистости А5 — 9-му классу.

Выводы

1. Установлено, что влияние режимов обработки на удельный расход алмазов, производительность и качество шлифуемой поверхности при алмазном шлифовании описывается сложными зависимостями. С изменением режимов обработки изменяется число контактов режущих зерен круга с деталью, динамические и кинематические факторы процесса алмазного шлифования. Значение каждого из этих факторов в образовании указанных зависимостей различно.

2. Чтобы определить значение числа контактов режущих зерен с деталью и кинематического фактора в образовании зави-

симости основных показателей процесса алмазного шлифования от режимов обработки, была разработана специальная методика. Эта методика позволяла обеспечить при проведении исследований постоянство усилия прижима и числа контактов режущих зерен круга с деталью.

3. На основе проведенных исследований установлено, что:

а) с увеличением скорости вращения круга уменьшается толщина стружки, снимаемой одним зерном, и возрастает число контактов зерен с деталью. Вследствие преобладающего влияния последнего фактора наблюдается повышение производительности обработки. При этом удельный расход круга на металлической связке практически не меняется, а круга на органической связке возрастает. Поэтому рекомендуется шлифовать кругами на металлической связке со скоростью 40 м/сек и более, а кругами на органической связке со скоростью не выше 20 м/сек;

б) увеличение скорости вращения и продольного перемещения детали вызывает уменьшение производительности обработки вследствие того, что уменьшение толщины стружки, снимаемой одним зерном, оказывает преобладающее влияние; с увеличением указанных параметров режимов обработки удельный расход возрастает.

Учитывая совместное действие этих факторов, можно рекомендовать следующие величины скорости вращения и продольного перемещения детали: $v_{из} = 18 \div 20$ м/мин; $S_{прод} = 0,8 \div 1$ м/мин.

УДК 621.983.3.001.4

К вопросу об испытании металлов на глубокую вытяжку

Н. В. ПОТЕКУШИН

Челябинский политехнический институт

СКОРОСТНОЙ метод штамповки с использованием металлов взрывчатых веществ позволяет получать на первых переходах детали цилиндрической формы без фланца. Несмотря на это, рекомендаций по оценке штампуемости тонколистовых металлов в литературе не имеется. Способность металла к глубокой вытяжке при статических нагрузках выявляется с помощью приборов Центрального научно-исследовательского института технологии машиностроения, Вацлау и др.

Проведенные исследования показывают, что металлы, предназначенные для скоростной и обычной штамповки, можно испытывать на приборе типа ПТЛ после оснащения его соответствующим комплектом рабочих инструментов (рис. 1). Прибор при этом должен закрепляться в вертикальном положении.

Предлагаемый метод, моделирующий процесс вытяжки при сложном напряженном состоянии, отличается универсальностью, простотой конструкции и удобством пользования.

Как видно из рис. 1, вытяжка велась с применением жесткого складкодержателя. Зазор между матрицей и складкодержателем устанавливался по индикатору и не изменялся в процессе деформирования заготовки.

Для выявления оптимальных значений i предварительно была осуществлена штамповка-вытяжка образцов на установке порохового действия (УПД) и гидравлическом прессе. В результате этого были получены кривые 1 и 2 (рис. 2, а, б), характерные для конкретных материалов и толщины заготовок.

Данные кривые лежат

в зоне качественно штампуемых деталей. Они представляют собой геометрическое место точек, координатом которых являются задаваемый коэффициент вытяжки и величина устанавливаемого зазора.

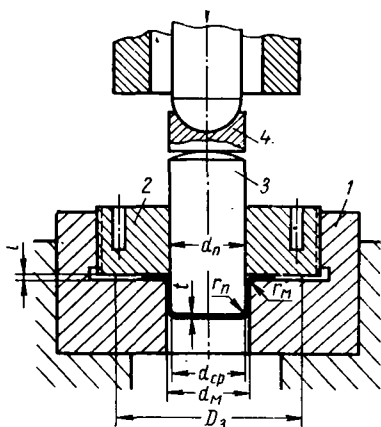


Рис. 1. Схема испытания листового материала на глубокую вытяжку:

1 — матрица; 2 — складкодержатель; 3 — пуансон; 4 — подушка

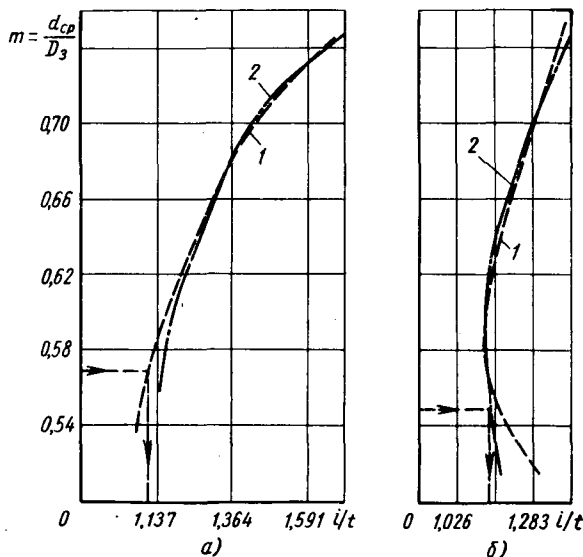


Рис. 2. Зависимость коэффициента вытяжки от зазора между матрицей и складкодержателем:

а — алюминиевая заготовка [(А2М), $r_m = r_n = 0,5$ мм, $t = 0,44$ мм]; б — латунная заготовка [(Л62М), $r_m = r_n = 0,5$ мм, $t = 0,39$ мм]; 1 — на УПД; 2 — на гидропрессе

При неизменной степени вытяжки толщина края стенки образца не остается постоянной, а изменяется пропорционально изменению исходной толщины¹. Поэтому, чтобы для тех же

¹ Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке. Машгиз, 1959.

материалов при известном коэффициенте вытяжки m определить зазор i , соответствующий заданной толщине заготовки, достаточно его относительное значение $\left(\frac{i}{t}\right)$ умножить на эту толщину. Найденные предельные значения коэффициентов вытяжек (см. таблицу) были приняты за критерий для сравнения результатов испытаний на приборе ПТЛ.

Марка материала	Толщина заготовки t в мм	Коэффициент вытяжки		
		m_1 при скоростной штамповке на УПД	m_1' при обычной штамповке на гидропрессе	m_1'' при обычной штамповке на приборе типа ПТЛ
A2M	0,44	0,62	0,62	0,62
A2M	0,44	0,60	0,60*	0,60*
A2M	0,44	0,57*	—	—
Л62М	0,39	0,62	0,62	0,62
Л62М	0,39	0,60	0,60	0,60
Л62М	0,39	0,55*	0,55*	0,55*

* Предельные значения коэффициентов.

Подготовка заготовок к испытанию на приборе ПТЛ производилась по двум вариантам. По первому из них (методика Центрального научно-исследовательского института технологии машиностроения) вырезалось несколько заготовок с диаметрами, отличающимися на 1 мм. При испытании заготовки с наибольшими диаметрами разрывались, а с наименьшими размерами — протягивались.

По второму варианту заготовки принимались одного диаметра. Необходимо, чтобы диаметры заготовок находились в пределах допустимых значений m , согласующихся с принятой величиной радиусов закруглений рабочих кромок матрицы и пуансона (r_m и r_n).

Задаваясь зазором i и определяя по соответствующей кри-

вой 2 (рис. 2, б) коэффициент вытяжки, путем последовательной штамповки испытываемые заготовки доводят до разрыва.

Результаты испытаний оказались одинаковыми. Разница заключается лишь в количестве и виде осадки. В первом случае для заготовок одной толщины необходимо иметь несколько вырубных штампов и один вытяжной, во втором — один вырубной и два-три вытяжных. При этом один из вытяжных штампов должен иметь рабочие размеры, выходящие за пределы допустимых значений m . В обоих случаях необходимость комплектов инструмента является существенным недостатком.

Образцы, изготовленные из алюминиевых (А2М) и латунных (Л62М) заготовок с толщиной t соответственно 0,44 и 0,39 мм на УПД, гидропрессе и приборе ПТЛ, имеют чистую и гладкую поверхность при полном отсутствии складок в стенках. Образование правильных четырех выступов наверху стенки детали в форме ушек, расположенных под углом 45° к направлению прокатки, наблюдалось только у алюминиевых образцов. Для цветных металлов это явление объясняется их анизотропностью, а кристаллической структурой этих металлов.

Формообразование производилось при помощи одной пары вытяжного инструмента. Радиусы закруглений r_m и r_n приняты минимальными — 0,5 мм.

После тщательного анализа результатов испытаний было установлено, что для алюминиевых заготовок, полученных на приборе типа ПТЛ и отштампованных на гидропрессе, предельные коэффициенты вытяжек оказались равными или несколько выше, чем при скоростном деформировании, т. е.

$$m_1 = km_1' = km_1'',$$

где $k=0,95$ — поправочный коэффициент.

Для латунных деталей минимальные коэффициенты вытяжек имеют одно и то же предельное значение и, следовательно,

$$m_1 = m_1' = m_1''.$$

Кривые, характеризующие зависимость m от $\frac{i}{t}$ при вытяжке на приборе ПТЛ и гидропрессе, практически совпадают.

УДК 621.979

Штамп с автоматической подачей

А. Ш. МУРАСОВ, И. И. КАРПИЛЕС

Ульяновский автозавод

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ремней крепления тента (рис. 1) к кузову автомобилей ГАЗ-69 и ГАЗ-69А на Ульяновском автозаводе осуществлялось на простом штампе с ручной подачей рулонной тесьмы. Это было связано с большой затратой времени на установку и съем детали. Применение обычных подающих устройств, связанных с прессом (валковая подача, роликовая подача), не давало положительных результатов из-за того, что материал ремня (тесьма) не обладал достаточной

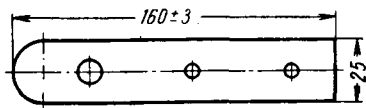


Рис. 1

жесткостью и в процессе подачи в рабочую зону штампа прогибался, что вело к потере стабильности длины детали.

С целью полной автоматизации подачи материала в штамп и съема готовой детали была разработана по предложению В. Н. Васина оригинальная схема подающего устройства. Затем был изготовлен и внедрен в производство штамп с автоматической подачей. Принцип работы штампа-автомата для изготовления ремня тента заключается в следующем (рис. 2). Рулон тесьмы устанавливается на вертикальную рулонницу, свободный конец тесьмы закрепляется между валками 1 и 2, за счет пружин 3 и направляющих планок 4 предотвращается изгибание тесьмы в процессе подачи. При опускании ползуна пружинный прижим 5 прижимает заготовку к матри-

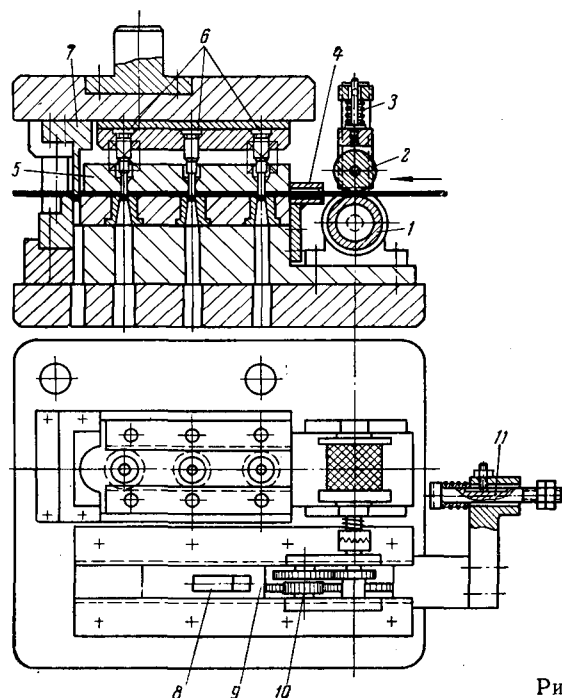


Рис. 2

цам и матрицедержателю, после чего три проколочных пуансона 6 прокалывают отверстия, а фигурный нож 7 отрезает ранее проколочную деталь. Отрезанная деталь падает в бункер-накопитель.

От хода пресса при помощи клина 8 ползушка-рейка 9 получает возвратно-поступательное движение. Ползушка-рейка через систему шестерен 10 производит вращение вала 1, причем благодаря односторонней зубчатой муфте вращение вала

ка, а следовательно, и подача на необходимую длину тесьмы происходит только при ходе ползуна вверх.

В конце рабочего хода тормозное устройство 11, действуя на валок 1, гасит инерционную силу его, и тем самым обеспечивается точность шага подачи материала.

Внедрение в производство штампа с автоматической подачей материала позволило повысить производительность труда более чем в 6 раз, высвободило прессовое оборудование.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.11.012.5.001.8(—87)

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ШИРОКОПРОФИЛЬНЫХ ШИН

СТРЕМЛЕНИЕ снизить собственный вес автомобилей и устранить ряд недостатков, присущих сдвоенным колесам, привело к созданию широкопрофильных шин.

В Советском Союзе идея создания широкопрофильных шин возникла на основании опыта, накопленного (1956—1958 гг.) в процессе разработки, исследования и эксплуатации арочных шин. В настоящее время шинными заводами страны выпущены партии различных типоразмеров широкопрофильных шин.

Работы по широкопрофильным шинам ведутся и за рубежом.

Результаты последних Международных выставок автомобилей во Франкфурте-на-Майне и в Мюнхене показали, что широкопрофильные шины, называемые за рубежом «Дуплекс», «Супер-Сингл» или «Уайд-Бейз», начинают широко применяться в практике зарубежного автомобилестроения.

По имеющимся данным, проблема широкопрофильных шин охватывает ряд вопросов, связанных с повышением технико-экономических показателей автомобилей различного назначения, а также разнообразных машин, на которых используются пневматические шины.

За рубежом широкопрофильные шины в настоящее время разрабатываются для специальных автомобилей, для землеройно-транспортных и строительно-дорожных машин, для обычных грузовых автомобилей и прицепов.

Работы по широкопрофильным шинам, имеющим наружный диаметр до 3 м и ширину профиля до 1,2 м, ведутся за рубежом примерно с 1955 г. В последнее время эти шины широко используются на специальных машинах и автопоездах, предназначенных для движения по песку и снегу. По данным фирмы Файрстон, крупногабаритные широкопрофильные шины по сравнению с обычными больших размеров меньше нагреваются [1]. В связи с этим их применение считается особенно целесообразным в случае движения по дорогам с усовершенствованным покрытием, а также в тех условиях, где теплообразование в шинах является лимитирующим фактором, например на большегрузных транспортных машинах.

Работы по широкопрофильным шинам для дорожных и строительных машин в настоящее время вышли из стадии исследования, шины выпускаются серийно.

В 1960 г. за рубежом появились первые сообщения о работах по широкопрофильным шинам для обычных грузовых автомобилей. В настоящее время американская фирма Файрстон освоила серийный выпуск двенадцати типоразмеров (от 10—16,0 до 23—23,5) таких шин (грузоподъемностью 1075—7000 кг), заменяющих сдвоенные обычные шины. Фирма назвала эти шины «Дуплекс». Шины «Дуплекс» изготавливаются бескамерными на нейлоновом корде и выпускаются с четырьмя типами рисунков протектора: магистральным («Дуплекс Транспорт 100»), универсальным («Дуплекс Олл Трэкшн»), для горных дорог («Дуплекс Рок грип») и повышенной проходимости («Дуплекс Таун энд Каунтри»).

В конце 1962 г. появились сообщения [2] о том, что другая американская фирма Гудьир начала разработку широкопрофильных шин, заменяющих обычные сдвоенные шины. В 1963 г. были проведены испытания первых образцов шин «Супер-Сингл». Основные параметры этих шин приведены в табл. 1.

В последнее время в США к выпуску указанных шин приступила также фирма Ю. С. Раббер Ко.

В Англии фирма Данлоп выпустила два типа широкопрофильных шин: повышенной грузоподъемности для дорожно-строительных машин и шины, заменяющие сдвоенные, для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием.

Широкопрофильные шины, выпускаемые американскими фирмами Файрстон, Гудьир, Ю. С. Раббер Ко и английской

фирмой Данлоп, находят все большее применение на специальных машинах и автопоездах, автострадных тягачах, автомобилях-самосвалах, бетоновозах, лесовозах, землеройно-транспортных и строительно-дорожных машинах, тракторах, прицепах и полуприцепах. Например, западногерманская фирма Кессбор-эр поставляет следующие типы прицепов, оборудованных шинами нового типа: самосвальные прицепы с пневматическими и гидравлическими опрокидывающими механизмами, двух- и трехосные прицепы для магистральных перевозок, магистральные прицепы-рефрижераторы, седельные полуприцепы-цистерны для перевозки цемента.

С 1964 г. широкопрофильные шины «Уайд-Бейз» для грузовых автомобилей и автобусов введены в ежегодник американских стандартов «Тайер энд Рим Ассошиэйшн».

В стандарте предусмотрен сортамент широкопрофильных шин для автомобилей самого различного назначения.

Широкопрофильные шины, выпущенные отечественной шинной промышленностью, по конфигурации профиля занимают промежуточное положение между стандартными и арочными шинами. Характерной конструктивной особенностью этих шин является сильно развитая (по сравнению с обычными) ширина профиля, наружный диаметр и высота профиля примерно такие же, как у обычных шин (рис. 1).

Основные конструктивные соотношения широкопрофильных шин в сравнении со

Таблица 1

Размеры шины в дюймах	Число слоев корда	Размер обода в дюймах	Максимальная нагрузка в кг	Давление воздуха в кг/см ²	Ширина шин в мм	Наружный диаметр шин в мм	Радиус колеса в мм	
							статический	динамический
15—19,5	14	11,75	3150	5,25	387	1003	462	471
8,25—20	10	6,5	1525	5,0	234	968	460	466
16,5—19,5	16	13,00	3700	5,25	425	1052	483	490
9,00—20	10	7,00	1800	5,0	256	1020	484	491
18—19,5	16	14,00	4100	5,25	457	1080	498	506
10,00—20	12	7,5	2075	5,25	275	1050	498	507
18—22,5	16	14,00	4470	5,25	457	1156	536	544
	18	—	4970	6,3	—	—	—	—
10,00—22	12	7,5	2200	5,25	272	1105	523	531
	14	—	2460	6,3	—	—	—	—
19,5—19,5	18	15,00	4830	6,25	495	1138	521	528
11,00—20	12	8,0	2325	5,25	292	1080	510	519

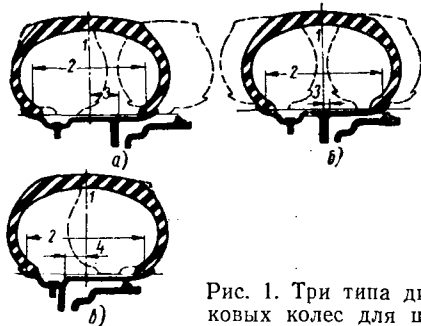


Рис. 1. Три типа дисковых колес для широкопрофильных шин:

а — тип А; б — тип Б; в — тип В; 1 — ось симметрии обода; 2 — ширина обода; 3 — смещение (вылет) оси симметрии обода наружу относительно привалочной плоскости диска колеса; 4 — смещение (вылет) оси симметрии обода внутрь относительно привалочной плоскости диска колеса

стандартными и арочными приведены в табл. 2.

В развитии отечественных конструкций широкопрофильных шин выявилось два различных направления.

К одному из них относятся широкопрофильные шины с регулируемым давлением, к другому — широкопрофильные шины, предназначенные для использования вместо сдвоенных колес на автомобилях общего назначения.

Конструкция широкопрофильных шин, заменяющих сдвоенные, предусматривает более рациональное использование резинокордных материалов. Удельная грузоподъемность (отношение нагрузки на шину к ее весу) у широкопрофильных шин больше, чем у обычных, на 15—25%. Вследствие этого применение колес с широкопрофильными шинами позволяет экономить резинокордные материалы и металл, идущий на ободья, в пределах 15—30%. Так, например, экономия в весе при замене сдвоенных колес с шинами 10,00—20" на колеса с широкопрофильными шинами 18—19,5" составляет 135 кг на каждую ось. Важной особенностью этих шин (по сравнению с обычными) является несколько большая радиальная и тангенциальная эластичность, меньшая величина средних удельных давлений в контакте шин с опорной поверхностью, а также более равномерный характер распределения удельных давлений по площади контакта. Широкопрофильные шины могут монтироваться как на ободьях типа «Трилекс», так и на ободьях обычных дисковых колес. При этом применяются различные способы расположения широкопрофильной шины относительно ступицы. Так, фирмой Файрстон разработано три типа дисковых колес для широкопрофильных шин [3], отличающихся

величиной вылета диска колеса (см. рис. 1). Колеса типов А и В применяются для задних, а типа В в основном для передних мостов автомобиля. Применение на грузовых автомобилях и автобусах колес типа В позволяет уменьшить размер передней оси. Замена сдвоенных шин на одинарные широкопрофильные с колесами типа А обеспечивает лучшую устойчивость автомобиля по опрокидыванию, но вызывает перегрузку оси. Для автомобилей, работающих с полной нагрузкой, применяются колеса типа Б.

В результате трехлетних дорожных испытаний фирмы США, выпускающие широкопрофильные шины, пришли к выводу, что преимущества этих шин перед обычными сдвоенными превосходят их недостатки. Применение этих шин позволяет снизить вес неподдресоренных масс и соответственно повысить грузоподъемность транспортного средства. Экономия в весе при замене обычных сдвоенных шин 10,00—20 на широкопрофильные шины 18—19,5 «Дуплекс» на автострадом тягаче с полуприцепом составляет более 500 кг [4].

Автомобиль на широкопрофильных шинах имеет меньшее сопротивление качению, что снижает расход топлива при движении по твердым покрытиям на 5—10%, при эксплуатации их на лесоразработках уменьшение расхода топлива, по данным фирмы Файрстон, составляет 6—8%. Широкопрофильные шины позволяют лучше решить проблему охлаждения тормозных барабанов. Из-за меньшей ширины колес с широкопрофильными шинами (по сравнению с обычными сдвоенными) тормозные барабаны лучше охлаждаются, что повышает эффективность тормозов и увеличивает срок их службы.

Применение широкопрофильных шин, имеющих низкую радиальную и тангенциальную жесткость, улучшает комфортабельность движения автомобиля за счет уменьшения колебаний кузова и снижения вибраций в трансмиссии. Опыты, проведенные рядом зарубежных фирм, показали, что в некоторых случаях высокая эластичность этих шин позволяет отказаться от применения рессорной подвески, в частности при конструировании прицепов и автомобилей-самосвалов.

Отмечается также повышенная проходимость автомобиля, оборудованного широкопрофильными шинами, на таких грунтах, как сухой песок, увлажненная пахота и др. При движении по дорогам с твердым покрытием улучшается маневренность и управляемость автомобиля, а также обеспечиваются достаточно высокие тягово-сцепные качества (за счет

более широкой беговой части протектора и полного контакта с дорогой по всей его ширине).

Кроме того, широкопрофильные шины исключают проблему несоответствия парности и повреждение внутренних боковин сдвоенных шин или заклинивание между ними различных предметов (кирпичей, камней и т. д.). В случае выхода широкопрофильной шины из строя возможна временная установка обычного запасного колеса (при повышении давления воздуха в шине на 20—25% и движении с небольшой скоростью). Применение широкопрофильных шин позволяет устранить некоторые недостатки, характерные для сдвоенных шин: неравномерный износ протектора, возможную перегрузку шин, затрудненный доступ к вентилю внутреннего колеса.

Ряд зарубежных компаний отмечает высокую безопасность движения на шинах нового типа. Специальные испытания, проведенные фирмой Файрстон, при которых широкопрофильные шины движущегося автомобиля подрывались динамитными патронами, показали, что при этом шина продолжает держаться на ободе и автомобиль плавно останавливается без заноса.

В связи с уменьшением общего количества шин на один автомобиль снижаются эксплуатационные расходы по обслуживанию и хранению шин. По зарубежным данным, экономия в этом случае достигает 30% [4].

При конструировании новых автомобилей, на которых будут установлены широкопрофильные шины, представляется возможным расширить раму и увеличить расстояние между рессорами без увеличения габаритов автомобиля, а также снизить его центр тяжести. Применение этих шин на переднем мосту автомобиля позволит вдвое поднять грузоподъемность передней оси, при неизменном диаметре шины (по сравнению с обычными), но потребует некоторых изменений в конструкции передней части автомобиля.

Однако наряду с перечисленными положительными качествами широкопрофильные шины имеют следующие недостатки: пока несколько повышенную интенсивность износа и меньшую (на 10—15%) боковую устойчивость (в сравнении со сдвоенными шинами) [5].

Отечественный и зарубежный опыт показывает, что широкопрофильные шины наиболее целесообразно применять на автомобилях, имеющих несколько осей со сдвоенными шинами. В этом случае получается большой эффект по снижению веса шин и ободьев и, кроме того, улучшается ряд других характеристик автомобиля, а недостатки широкопрофильных шин проявляются в меньшей степени.

На автомобилях типа 4×2 недостатки широкопрофильных шин проявляются в большей степени, а экономия веса от замены сдвоенных колес получается значительно меньше, чем у автомобилей типа 6×4. Поэтому сдвоенные шины заменяют широкопрофильными у автомобилей типа 4×2 лишь в том случае, когда наряду с некоторым снижением веса возможна реализация и ряда других преимуществ, например, обеспечить заданную компоновку автомобиля, получить низкое расположение центра тяжести при сохранении габаритов по ширине машины,

Таблица 2

Тип шины	Конструктивные соотношения шин по прессформе			Конструктивные соотношения шин в надутом состоянии			
	H/B	b/B	h/b в %	H/B	C/B	D/d	B/D
Стандартные	1,05—1,12	0,7—0,8	8—13	0,9—1,05	0,45—0,65	1,85—2,60	0,2—0,3
Широкопрофильные	0,65—0,9	0,65—0,8	5—10	0,6—0,85	0,8—0,85	1,9—2,4	0,35—0,4
Арочные	0,3—0,5	0,9—1,0	15—18	0,35—0,45	0,9—1,0	1,5—2,6	0,5—0,55

Примечание. D — наружный диаметр; B — ширина профиля; H — высота профиля; C — ширина обода; d — посадочный диаметр; b — ширина беговой дорожки; h — стрела дуги протектора.

уменьшить ниши для колес и т. п. Указанные соображения определяют в известной степени область использования широкопрофильных шин взамен обычных двоянных (рис. 2 и 3).

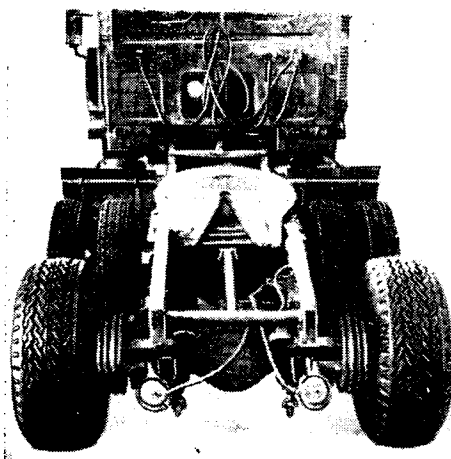


Рис. 2. Использование широкопрофильных шин на магистральных тягачах

Применение широкопрофильных шин с регулируемым давлением на полноприводных автомобилях (на всех его колесах) позволяет осуществить в ряде дорожных условий дальнейшее повышение их проходимости и тягово-сцепных качеств. Эти качества улучшаются за счет увеличения опорной поверхности таких шин, лучшего взаимодействия с мягким грунтом при пониженном давлении воздуха в них и развитых грунтозацепов



Рис. 3. Использование широкопрофильных шин на автомобилях-самосвалах

протектора. Наряду с указанным выше использование таких шин на полноприводных автомобилях приводит к увеличению веса шин и ободов, габаритных размеров их, ухудшению управляемости, маневренности, некоторому увеличению сопротивления движению автомобиля. Наибольшую эффективность широкопрофильные шины с регулируемым давлением обеспечивают на многоосных автомобилях (обычно с числом осей более трех). На таких автомобилях при незначительном увеличении сопротивления движению (особенно передних колес) обеспечивается значительное возрастание тягово-сцепных качеств.

Выводы

1. Применение широкопрофильных шин является перспективным, оно позволяет получить большую экономию резинокордных материалов, металла, улучшить ряд эксплуатационных качеств автомобилей

и устранить некоторые недостатки, присущие двоянным шинам. Экономия от применения широкопрофильных шин тем больше, чем больше размер шин и число заменяемых двоянных колес.

2. Наиболее целесообразной областью применения широкопрофильных шин, заменяющих двоянные, следует считать: многоосные специальные автомобили и автопоезда, автодорожные тягачи, автобусы и троллейбусы городского типа, автомобили-самосвалы, бетоновозы, лесовозы, землеройно-транспортные и строительно-дорожные машины, тракторы, прицепы и полуприцепы.

3. Широкопрофильные шины с регулируемым давлением наиболее эффективны при использовании их на многоосных полноприводных автомобилях с количеством осей более трех. На таких автомобилях при некотором увеличении сопротивления движению они обеспечивают на грунтовых дорогах и бездорожье значительное повышение проходимости и тягово-сцепных качеств. У автомобилей типа 6×6 указанные положительные качества широкопрофильных шин проявляются в меньшей степени.

ЛИТЕРАТУРА

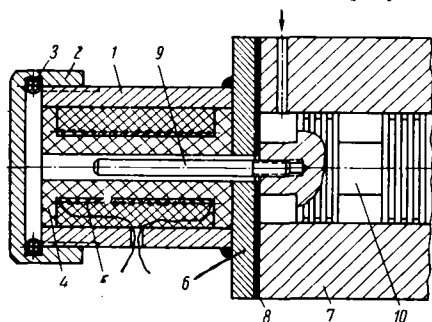
1. „SAE Journal“, 1964, № 1, стр. 105.
2. „Commercial Vehicles“, 1962, № 9, стр. 77.
3. Экспресс-информация «Автомобильный транспорт», 1964, № 21, стр. 28—58.
4. „West. Truck and Motor Transport“, 1963, № 3, стр. 31—39, 90.
5. „Tire and T. B. review“, 1961, № 7, стр. 28—58.

Канд. техн. наук В. И. КНОРОЗ,
Н. В. БЕЛЯНКО

УДК 621.3.083.8

ИНДУКТИВНЫЙ ДАТЧИК ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ЗОЛОТНИКОВ В ЖИДКОСТНОЙ СРЕДЕ

НА МИНСКОМ автозаводе разработан и изготовлен датчик для измерения перемещений золотников в жидкостной среде под давлением. Эксплуатационные испытания подтвердили работоспособность конструкции. Датчик (см. рисунок)



изготавливался для записи перемещения золотников на шлейфовом осциллографе.

Корпус датчика 1 изготовлен из стальной трубки (сталь Ст. 3), на которой на-

резана резьба для наворачивания крышки 2. Уплотнительное кольцо 3 резиновое. Катушка 4 изготовлена из текстолита.

На текстолитовую катушку 4 намотана обмотка 5 из провода марки ПЭЛ-0,12 мм. Корпус 1 приваривался к пластине 6, чтобы иметь возможность прикрепить датчик к корпусу золотника 7. Между корпусом золотника 7 и пластиной 6 установлена картонная прокладка 8. Сердечник 9 изготовлен из той же стали, что и корпус 1, диаметром 3 мм и вворачивается в золотник 10. В корпусе 1 предусмотрено отверстие для выхода проводочных концов обмотки датчика. Пространство между корпусом 1 и катушкой 4 для создания герметичности заполнялось эпоксидной смолой. Стрелкой указан подвод давления.

Сопротивление катушки датчика постоянному току 301,9 ом. Измеренная индуктивность на мосту R, C, L фирмы Тесла при выведенном сердечнике 60 мГн, при полностью введенном сердечнике 302,5 мГн.

Датчик собран по полумостовой схеме и подключается к усилителю электрических сигналов марки ТА-5. Таким образом, обмотка датчика и обмотка трансформатора усилителя мощности синусоидальных импульсов образуют измерительный мост, который записывается с напряжением 6 в и частотой 7000 гц. Датчик в зависимости от положения сердечника, т. е. перемещения золотника, меняет свое индуктивное сопротивление, вследствие чего происходит разбаланс моста и на диагонали его появляется напряжение несущей частоты. Полученный сигнал поступает на шлейф осциллографа.

Общая характеристика датчика имеет криволинейный характер, но в пределах перемещения золотника, равного 10 мм, на любом отрезке характеристика хорошо аппроксимируется прямолинейной зависимостью.

В. В. БОГДАНОВИЧ, П. Ф. ГОЛУБОВ

Минский автозавод

УДК 621.86.07

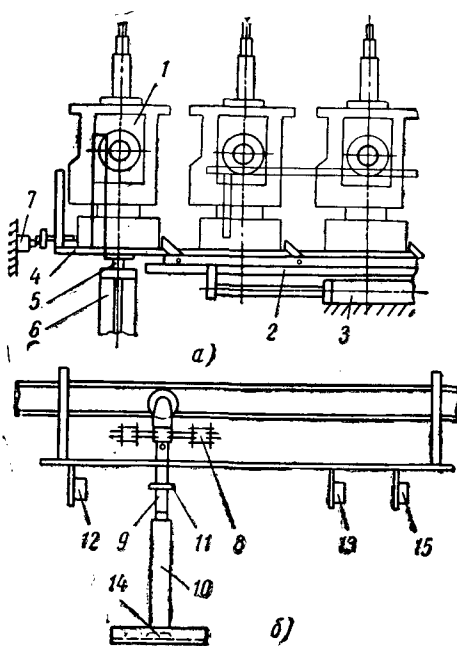
УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПОГРУЗКИ НА ПОДВЕСНОЙ КОНВЕЙЕР ШТУЧНЫХ ГРУЗОВ

НА ГОРЬКОВСКОМ автозаводе создано и применено устройство для погрузки на подвесной конвейер штучных грузов, что позволило устранить ручной труд при навешивании таких грузов, как коробки перемены передач. Это устройство можно рекомендовать для внедрения на машиностроительных заводах поточного и крупносерийного производства для загрузки подвесных конвейеров.

Отличие устройства от уже известных заключается в том, что в нем применены горизонтальные направляющие, укрепленные на станине транспортера, и фиксаторы — на столе подъемника, а для перемещения груза к столу подъемника использован штанговый транспортер. Благодаря этим конструктивным особенностям можно строго перемещать груз в продольном и поперечном направлениях по отношению к лапам захвата.

На рисунке изображена схема устройства в общем виде (а) и вид сбоку (б).

Деталь 1 транспортируется к месту навески шаговым транспортером 2, приводимым в действие от пневмоцилиндра 3. При помощи горизонтальных направляющих, смонтированных вдоль транспор-



тера 2, деталь 1 устанавливается строго в определенном положении.

Затем деталь поступает на площадку 4, установленную на штоке 5 пневмоцилиндра 6, и нажимает на контакт 7, сообщающий о ее наличии. В определенном положении на площадке деталь удерживается фиксатором.

Над площадкой проходит линия подвесного конвейера 8, снабженного подвесками 9 с захватными лапами 10.

Кулачок 11, смонтированный на подвеске 9, при движении последней, взаимодействуя с конечным выключателем 12, дает импульс на подъем площадки 4 с деталью. При совмещении вертикальных осей подвески 9 и детали 1 подвеска воздействует на конечный выключатель 13, после чего площадка опускается, а деталь остается на лапах 10. Фиксаторы 14 лап 10 ориентируют ее во время навески и удерживают ее в лапах при транспортировании. Загруженная подвеска при дальнейшем движении воздействует кулачком 11 на конечный выключатель 15, с помощью которого электрическая цепь устройства подготавливается к следующему циклу.

Н. П. БЛАНКОВ

УДК 536.5:62-242(—87)

ЗАРУБЕЖНЫЕ МЕТОДЫ ТЕРМОМЕТРИИ ПОРШНЕЙ И АНАЛИЗА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

МНОГИЕ исследователи, работающие в области автомобильного двигателестроения, проявляют большой интерес к методам исследования температурных полей и анализа теплопередачи через поршень, поскольку эта проблема особенно важна, когда возникает задача форсирования автомобильного двигателя.

В последние годы в Советском Союзе получили широкое развитие методы термометрии поршней с помощью контактных токосъемных устройств, действие которых основано на термокомпенсационном методе и полно описано в периодической литературе. Анализ теплопередачи через поршень в отечественных работах базируется, как правило, на теории теплонпряженности поршней д-ра техн. наук Б. Я. Гинцбурга.

Вместе с тем в зарубежной литературе число публикаций, касающихся данной проблемы, ограничено, особенно применительно к автомобильным двигателям. Этот пробел в зарубежной периодической печати был восполнен в конце 1964 г. опубликованием¹ нескольких интересных работ японских исследователей (Ш. Фурухама, Т. Накамура и др.), посвященных данной проблеме. В этих работах представляют интерес как созданная авторами аппаратура и метод анализа теплопередачи через поршень, так и полученные результаты на современных быстроходных автомобильных двигателях.

В основу созданной этими авторами токосъемной аппаратуры положена прогрессивная идея непрерывного токосъема. Помимо высокой точности измерений, непрерывный бесконтактный токосъем открывает возможности для последующих тензометрических исследований на поршнях.

На рис. 1 и 2 показаны принципиальные схемы двух разработанных токосъемников: с плоской пружиной и с направляющим механизмом. Схема с плоской пружиной (рис. 1), в которой токосъем осуществлен через специальное ок-

но в картере, и схема с направляющим механизмом (рис. 2), в которой токосъем осуществлен через камеру сгорания, доведены до работоспособного состояния и на их основе проведен комплекс экспериментальных исследований.

На юбке поршня (рис. 1, а) жестко укрепляется стальная пластина 1, к которой прикрепляется направляющая штанга 2. От конца штанги через специальное окно в картере двигателя проходит токосъемная пружина 3, другой конец которой укреплен в неподвижной точке 4. На пружине укреплены провода

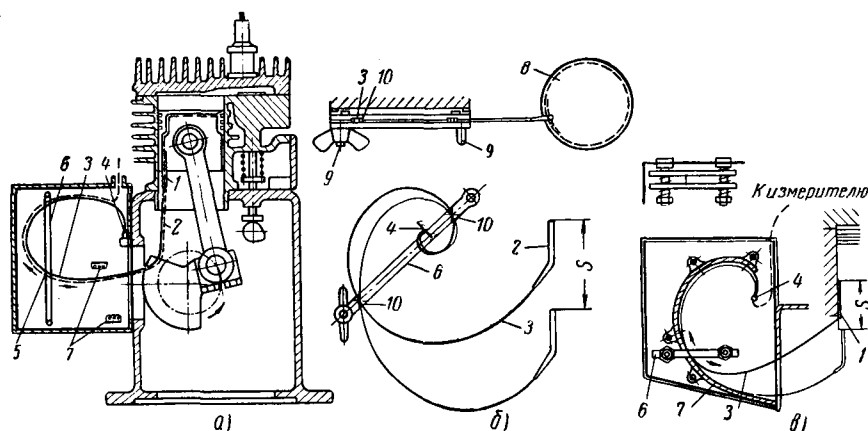


Рис. 1. Токосъемное устройство с плоской пружиной (через картер)

¹ Bulletin of «JSME», vol № 26—28, 1961.

термопары 5. Стабильность колебаний токосъемной пружины обеспечивает направляющая штанга 6 и резиновый ограничитель 7, конструкция и принцип действия которых показаны на рис. 1, б, в.

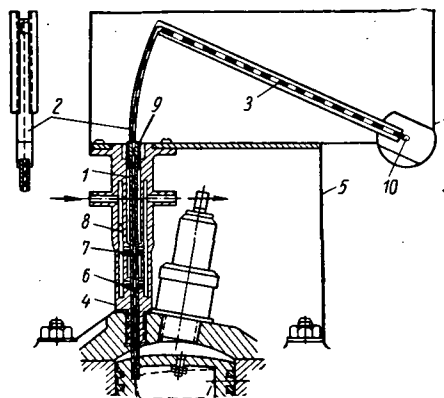


Рис. 2. Токосъемное устройство с направляющим механизмом (через камеру сгорания)

Эксперименты проводились на одоцилиндровых двигателях: GE-13 с диаметром цилиндра $d=55$ мм и ходом поршня $S=55$ мм и GE-25 с основными размерами 70×65 мм соответственно. Оба двигателя нижнеклапанные воздушного охлаждения. Для более легкого двигателя GE-13 с небольшим ходом поршня 8 токосъемная пружина практически свободно колебалась внутри направляющей штанги 6 (рис. 1, б), состоящей из двух пластин, стянутых болтами 9, между которыми фиксировались упоры — ограничители колебаний 10. Направляющая штанга имела неподвижный центр у верхнего болта 9, и положение ее (угол наклона) выбиралось экспериментально для каждого скоростного режима путем наблюдения за движением пружины 3 через стробоскоп. Резиновый ограничитель 7 (рис. 1, а) ограничивал рост амплитуды колебаний от резонанса с собственной частотой пружины. Для двигателя большего размера GE-25 был экспериментально подобран специальный профильный ограничитель колебаний 7 (рис. 1, в), обеспечивший требуемую минимальную амплитуду колебаний токосъемной пружины 3. Направляющая штанга 6 при этом изменила место своего положения и, как видно на рис. 1, в, ограничила колебания конца пружины непосредственно у выводного окна в картере. В качестве токосъемной пружины использовалась стальная плоская пружина сечением $0,4 \times 4$ мм, термопарные провода к которой приклеивались клеем, имеющим достаточную эластичность после высыхания, что исключало опасность истирания изоляции.

Описанная токосъемная аппаратура оказалась работоспособной до скоростного режима работы двигателя 4000 об/мин, и с ее помощью была успешно проведена термометрия поршней двух упомянутых выше двигателей. Однако эта аппаратура требовала достаточных резервных полостей в картере двигателя и поэтому практически непригодна для многих типов двигателей, в частности двухтактных.

Токосъемное устройство с направляющим механизмом (рис. 2) значительно сложнее, но зато может устанавливаться на двигателях любого типа. Провода термопар проходили через специальную токоотводную трубку 1, жестко укрепленную одним концом на днище поршня и двигающуюся вместе с ним возвратно-поступательно. Затем провода термопар прокладывались по токосъемной плоской пружине 2 и качающемуся рычагу 3 (штриховая линия). Движение пружины ограничивалось специальной дуговой направляющей и угол между пружиной 2 и рычагом 3 оставался постоянно прямым, что исключало перегиб проводов термопар в этом месте. Токоотводная трубка 1 с заключенными внутри проводами термопар двигалась внутри направляющего устройства 4, укрепленного в головке блока с нижней стороны и сверху на специальной опорной плите 5, установленной на двигателе. Герметичность камеры сгорания обеспечивалась О-образными уплотняющими кольцами 6 и 7 на токоотводной трубке 1. Пространство между трубкой 1 и направляющей 4 образовывало рубашку 8 для подвода масла, служившего одновременно и для охлаждения и для смазки токосъемного устройства. На верхнем конце токоотводной трубки укреплялся маленький поршень 9, связанный шарниром с направляющей плоской пружиной, противоположный конец которой соединялся с качающимся рычагом 3. Таким образом, провода термопар испытывают изгиб на пружине и кручение в центре 10 качающегося рычага, через которое они подводятся к неподвижным контактам.

Работоспособность описанной конструктивной схемы обеспечивалась при достаточно интенсивной циркуляции охлаждающего масла в рубашках токосъемника. Важное значение при этом имело расположение О-образных колец и точность изготовления всего токосъемного устройства. Опыты показали, что чем выше расположено нижнее О-образное кольцо 6, тем лучше оно защищено от действия горячих газов. Однако это снижает эффективность охлаждения самого токосъемного устройства. Для удовлетворения этих противоположных требований высоту расположения О-образного кольца приходилось выбирать экспериментально.

В значительной степени работоспособность аппаратуры зависит от качества изоляции внутри направляющего устройства. Нанлучшие результаты достигнуты при изоляции проводов термопар жидким стеклом и при заполнении пространства между пучком проводов и внутренними стенками токоотводной трубки каолином, развороченным в силиконовом масле с последующей просушкой. Если температура внутренних стенок направляющего устройства ниже $350-400^\circ$, то при описанном методе достигается надежная изоляция. Однако при температуре выше 500° склеивающие свойства каолина резко падают и провода получают возможность относительных перемещений, в результате чего перетирается изоляция и обрываются провода термопар. Таким образом, интенсивность циркуляции охлаждающего масла должна быть такой, чтобы обеспечивалась температура внутренних стенок токосъемника до 400° . Чрезмерное охлаждение также нежелательно, поскольку увеличивается опас-

ность снижения температур самого испытываемого поршня. Существенно снижаются требования к охлаждению токосъемного устройства при использовании в качестве изолятора в токоотводной трубке таких термостойких материалов, как жидкое стекло.

На рис. 3 показаны принятые авторами методы заделки горячего спаи термопар, изготовленных из железо-константановой проволоки диаметром 0,15 и 0,5 мм с эмалевой и резиновой изоляцией. На наружной поверхности поршня (рис. 3, а) горячий спай термопары припаивался

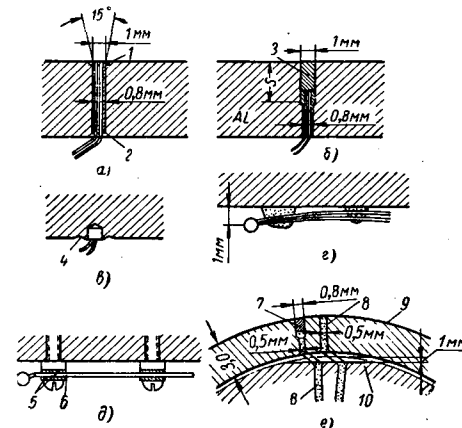


Рис. 3. Методы заделки горячего спаи термопар:

1 — пайка серебром; 2 — изолятор; 3 — запрессованная алюминиевая пробка; 4 — зачеканка; 5 — шайба; 6 — термопара; 7 — железная пробка; 8 — термопара; 9 — поршневое кольцо; 10 — поршень

серебряным припоем, в теле поршня (рис. 3, б) закреплялся запрессовкой алюминиевой пробочки, с внутренней поверхности поршня (рис. 3, в) заделывался зачеканкой. При измерении температуры газов у внутренней поверхности поршня (рис. 3, г) термопара приклеивалась клеем по металлу; при измерении температуры газа с огневой стороны (рис. 3, д) термопара б) прикреплялась шурупами с прокладками из слюды. Заделка термопар в кольцо (рис. 3, е) в принципе идентична установке на поршне, однако в работе наблюдались нарушения изоляции и обрывы проводов термопар в месте перехода с кольца на поршневую канавку. Утечка газов через сверление в поршневой канавке устраняется заполнением пространства между термопарой и стенками этого отверстия изолирующим клеем.

С помощью описанной аппаратуры осуществлялась термометрия поршней сначала двухтактного мотоциклетного двигателя с основными размерами $S \times D = 40 \times 40$ мм ($V_h = 50$ мм³) до скоростей, соответствующих 8000 об/мин, а затем на автомобильном двигателе японской фирмы Ниссаи модель Е с основными размерами $S \times D = 65 \times 70$ мм ($V_h = 1200$ см³) до скоростного режима при 4500 об/мин. Испытуемый двигатель имел чугунный блок, шатуны и головку цилиндров из алюминиевого сплава. Поршни этого двигателя имели по два компрессионных кольца сечением $3 \times 2,5$ мм и одно масло-съемное сечением $3 \times 4,5$ мм.

Интересны полученные авторами температурные поля поршней и колец, а так-

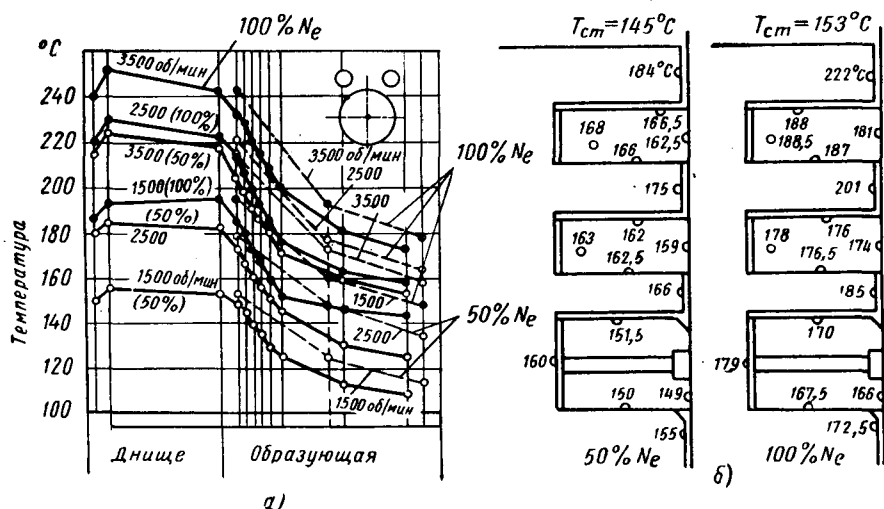


Рис. 4. Температурные поля поршня и цилиндра (а) и поршневых колец (б) двигателя Е-25 (сплошные линии — температуры поршня, штриховые — цилиндра)

же взаимосвязи их с режимными параметрами. Общий уровень измеренных температур поршней соответствует аналогичным измерениям по отечественным двигателям. Так, на микролитражном одноцилиндровом двигателе ($V_h = 48 \text{ см}^3$) максимальная температура на днище поршня достигает $200\text{--}210^\circ\text{C}$, что соответствует температуре поршня двигателя автомобиля «Запорожец»; на малолитражном двигателе одноцилиндровом и развернутом ($V_h = 1,2 \text{ л}$) максимальная температура в центре днища достигает 255°C , что также соответствует температуре поршня двигателя МЗМА-407. На двухтактном двигателе мотоциклетного типа максимальная температура днища поршня со стороны выпускных окон достигает 326°C , что также соответствует измеренным температурам поршня двигателя ИЖ-350.

На рис. 4 приведены температурные поля поршня и цилиндра (а) и поршневых колец (б), полученные на двигателе рабочим объемом $1,2 \text{ л}$. Максимальные значения температур получены на режиме 3500 об/мин и полной нагрузке ($100\% N_e$). Данные рис. 4 показывают изменение температур поршня с изменением нагрузки и числа оборотов двигателя. Подробное исследование влияния этих и других режимных параметров на температуру поршня позволило сделать следующие выводы:

1. На низких скоростных режимах двигателя падение температур в поясе поршневых колец относительно велико, а на более высоких скоростных режимах — мало. Одна из причин — недостаточное охлаждение поршня через зону колец и уменьшение теплопередачи между кольцом и стенкой цилиндра вследствие увеличения толщины масляной пленки с ростом скоростного режима, что установлено гидродинамической теорией смазки.

2. Температура верхней части стенки цилиндра несколько выше температуры поршня. Это показывает, что теплоток от поршня к цилиндру практически отсутствует при положении поршня вблизи в.м.т.

3. Температура внутренней поверхности днища поршня высока, что дает основание считать теплоток через днище поршня к картерным газам незначительным. Таким образом, основным теплопередающим элементом являются поршневые кольца.

4. Из параметров, определяющих режим работы двигателя, на температуру поршня значительно влияет нагрузка и число оборотов (рис. 4). Особенно резко влияет угол опережения зажигания. Приrost температур поршня пропорционален углу опережения зажигания. Появление детонационного сгорания увеличивает температуру поршня на $50\text{--}60^\circ\text{C}$. Влияние состава смеси на температуру поршня очень мало. Представляет интерес принятая методика расчета теплоток между поршнем и окружающими его поверхностями. Как обычно, теплоток между поршнем и окружающими его поверхностями рассчитывался путем разбивки поршня на три секции: днище, зону поршневых колец и юбку.

Исходя из физического смысла теплопередачи через поршень можно составить следующие три уравнения теплового баланса:

$$q_H = q_{HR} + q_h \text{ ккал/ч;} \quad (1)$$

$$q_{LC} = q_{HR} - (q_{LS} + q_l) \text{ ккал/ч;} \quad (2)$$

$$q_S = q_{LS} - (q_s + q_e) \text{ ккал/ч.} \quad (3)$$

Теплоток q в этих равенствах имеет принятую авторами индексацию:

q_H — от горящих газов к днищу поршня;

q_h — от внутренней поверхности днища к картерным газам;

q_{HR} — от днища к зоне колец внутри поршня;

q_l — от внутренней поверхности зоны поршневых колец к картерным газам;

q_{LS} — от днища к юбке внутри материала поршня;

q_{LC} — через поршневые кольца и зону их установки к стенкам цилиндра;

q_s — от внутренней поверхности юбки к картерным газам;

q_e — от торца юбки к картерным газам;

q_S — от поверхности юбки к стенкам цилиндра.

Величины q_{HR} и q_{LS} определялись с помощью температурного градиента ($\partial\theta/\partial n$ °C/м), получаемого графически по измеренным линиям изотерм в поршне.

Величина q_h определялась или графически по методу Ибрахима или с помощью уравнения коэффициента теплопередачи от внутренней поверхности днища к картерным газам:

$$\alpha_g = q_h (Q_g - Q_{hm}) f_h \text{ ккал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (4)$$

где Q_g — температура картерных газов;

Q_{hm} — температура на внутренней поверхности днища поршня;

f_h — площадь внутренней поверхности поршня.

Используя α_g , можно получить значения q_h , q_s и q_e . Анализ величин теплоток через отдельные участки поршня позволил установить следующий тепловой баланс поршня в диапазоне чисел оборотов от 1500 до 3500 в минуту:

1) теплоток от зоны поршневых колец к стенкам цилиндра при $50\% N_e$ $62\text{--}73\%$; при $100\% N_e$ $68\text{--}81\%$;

2) теплоток от юбки поршня к стенкам цилиндра при $50\% N_e$ $22\text{--}16\%$; при $100\% N_e$ $26\text{--}14\%$;

3) теплоток от внутренней поверхности поршня и торца юбки при $50\% N_e$ $15\text{--}10\%$; при $100\% N_e$ $6\text{--}5\%$.

В связи с тем, что основной теплоток идет через поршневые кольца, был проведен ряд экспериментов для выяснения влияния на температуру поршня размеров колец, их расположения, числа колец, зазора в замке, наличия хромового покрытия и др. Эти эксперименты дали интересный материал, в основном согласующийся с отечественными исследованиями, но и содержащий много нового. Так, было показано, что:

1) кольца большей высоты обеспечивают более интенсивный теплоотвод от поршня и при этом его температуры соответственно несколько снижаются;

2) теплоток от поршня увеличивается при расположении верхнего поршневого кольца ближе к днищу поршня. Однако решать этот вопрос о месте кольца можно лишь, рассматривая его термические нагрузки в зависимости от места расположения.

Величина зазора кольца в замке существенно влияет на температуру поршня — увеличение зазора вызывает рост температур. Такое же влияние на температуру поршня оказывает хромирование опорной поверхности кольца и фаски на кольцах (для удобства монтажа), т. е. все те факторы, которые затрудняют теплоотдачу от поршня к стенкам цилиндра.

Приведенные в рассматриваемых японских статьях экспериментальные результаты по термометрии поршней дают представление о технике экспериментов, достигнутой в развитии работ этого направления.

Канд. техн. наук Б. А. ВЗОРОВ

Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Шукин.
«Автомобили. Теория рабочих процессов, теория прочности агрегатов и систем автомобиля». Изд-во «Машиностроение», 1965.

РЕЦЕНЗИРУЕМАЯ книга является учебным пособием для студентов вузов автомобильной специальности.

В книге сжато, но достаточно полно изложены общие требования, предъявляемые к узлам автомобиля, и принципы классификации последних, на современном уровне даны разъяснения теоретических основ работы и расчета агрегатов, приведены материалы экспериментальных исследований работы отдельных узлов автомобиля в различных эксплуатационных условиях. В то же время не уделено излишнее внимание специфическим конструктивным особенностям различных агрегатов автомобиля, поскольку авторы в большинстве случаев ограничивались только принципиальной оценкой отдельных конструктивных схем, выделением их преимуществ и недостатков.

В книге имеются некоторые недостатки и спорные положения.

В главе I и в § 1 главы II ощущается тенденциозность рассмотрения общих положений под углом зрения автомобилей повышенной проходимости. Приведенный материал в общем полезен и интересен, хотя нам представляется более целесообразным исходить из общих требований к обычным грузовым автомобилям, составляющим наибольший процент в выпуске автомобилей и в автомобильном парке страны.

В главе II изложены эксплуатационные и ремонтные требования, предъявляемые к конструкции автомобилей, антропометрические данные и обзор, материалы деталей автомобиля. Однако непонятно, почему эти вопросы являются составляющими параграфами главы «Основные параметры автомобилей».

Спорны и отдельные положения этой главы, например, об ограниченном распространении компоновки легковых автомобилей с передними ведущими колесами (стр. 30), о малом коэффициенте трения в подшипниках из пластмасс без уточнения применяемых пластмасс (стр. 36).

В главе III рассмотрены виды нагрузок, выделены пиковые нагрузки и их сравнение с максимальными статическими. Кроме того, показаны расчетные режимы в узлах автомобиля. Возникают сомнения в целесообразности рассмотрения нагрузочных режимов в узлах во вступительной части книги, в некотором отрыве от рассмотрения рабочих процессов и методов расчета узлов. Видимо, здесь следовало изложить общие принципы выбора расчетных режимов для характерных групп узлов, а конкретные рекомендации дать ниже, в соответствующих главах.

Материал главы «Сцепление» желательно дополнить такими вопросами: природа автоколебаний при включении сцепления, ограничение сцеплением инерционных нагрузок в трансмиссии и влияние этого фактора на выбор коэффициента запаса, влияние износа дисков на коэффициент запаса сцепления с центральной пружиной.

Имеются некоторые возражения по содержанию главы «Веступенчатые передачи». Замечание о том, что гидродинамические передачи применяются обычно в комплексе с планетарными коробками передач, справедливо для американских конструкций, но не столь характерно для отечественного и европейского автомобилестроения.

Формула (12) и (13) этой главы общеизвестны и не отражают специфики гидрообъемных передач. Импульсные передачи описаны без критики их недостатков, в связи с чем возникает закономерный вопрос — почему их не применяют?

В главе «Карданная передача» можно опустить описание передачи с карданной трубой (стр. 179), почти не применяемой в настоящее время. Не характерна карданная передача в приводе к колесам коляски для инвалидов, допускающая угол перекоса валов до 16° за счет резиновых колец в шарнирах. В качестве примера карданного шарнира равных угловых скоростей кулачкового типа (фиг. 8) лучше было бы привести шарнир, принятый на отечественных автомобилях КраЗ и «Урал».

Анализ кинематики шарнира равных угловых скоростей (стр. 194) не приводит к основному выводу о необходимости расположения точек контакта в биссекторной плоскости.

Имеются некоторые неточности в главе «Балка моста». На фиг. 2 не показан очень важный параметр установки направляющих колес — плечо обкатки. В объяснении к фиг. 5, а не указано, что размеры a' и b' определяют положение оси поперечной тяги по высоте.

В главе XIII изложены вопросы конструкции и работы шин, рассмотрены достоинства и недостатки шин различных типов. Сомнительна целесообразность изложения в книге расчетных формул для определения отдельных элементов и показателей конструкции шин. Расчет шин — специфический вопрос, в книге он изложен чрезвычайно сжато и не полно, поэтому лучше было бы совсем его не касаться.

Явно недостаточно внимания уделено теории рабочих процессов в тормозных механизмах и тормозных приводах. Глава XIV изложена слишком конспективно и в значительной части носит описательный характер, особенно в разделе «Тормозные приводы». Показательно, что для усилителей рулевого управления в главе XV авторы сочли возможным выделить вдвое больше места, чем для тормозных приводов, что не соответствует сопоставлению значений этих узлов в конструкции автомобиля.

В книге встречаются расчетные формулы, предлагаемые без выводов и без объяснения принципиальных основ методики получения, а иногда и без ссылок на литературные источники, в которых рассматривается их вывод (расчет упругих элементов подвески, расчет шин и др.). Это не способствует сознательному восприятию материала и придает соответствующим разделам справочно-расчетное направление.

Однако отмеченные недостатки не могут влиять на общую положительную оценку рецензируемой книги. Заслуживает одобрения включение в содержание книги оригинальных материалов выполненных авторами исследований по вопросам выносливости автомобильных конструкций, применения пластических масс для различных деталей автомобиля, работы сцепных устройств автопоездов и др.

В результате можно считать, что рецензируемая книга выходит за рамки обычного учебного пособия, содержит творческую разработку ряда новых вопросов конструирования и расчета автомобиля и может быть полезна инженерно-техническим работникам автомобильной промышленности и автомобильного транспорта.

Канд. техн. наук А. Б. ГРЕДЕСКУЛ, Л. И. КОРОТКОВ,
Л. Я. ЛАГУНОВ, В. Г. ТЕРЛЕЦКИЙ

Харьковский автомобильно-дорожный институт



Пасхин Е. Б. Автомобильная промышленность Японии. М., 1965. 61 с. (НИИНАвтосельхозмаш), т. 600, ц. 43 к.

Современное состояние и перспективы развития автомобильной промышленности Японии. Организационная структура этой отрасли, оценка производственных мощностей по типам и классам автомобилей. Типаж и технические характеристики автомобилей и автобусов.

Для инженерно-технических работников автомобильной промышленности.

Пластмассы в подшипниках скольжения. Исследования, опыт применения. Отв. ред. М. М. Хрущов. М., Изд-во «Иаука», 1965, 184 с. (Ин-т машиноведения), т. 4500, ц. 79 к. в пер.

Теория подшипников в рабочем слое из пластмасс. Трение и износ пластмасс при различных условиях смазки, скорости скольжения и нагрузки. Методы оценки антифрикционных свойств пластмасс. Технологические и конструкционные способы применения пластмасс для подшипников. Опыт эксплуатации пластмассовых подшипников.

Для инженерно-технических работников машиностроительной промышленности.

Справочник металлиста. В трех томах. Ред. совет: Н. С. Ачеркан, С. Д. Пономарев, В. Н. Кудрявцев и др. Изд. 2-е, переработ. Т. 1. Под ред. Н. С. Ачеркана. М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 1008 с., т. 50 000, ц. 3 р. 65 к. в пер.

Содержание: Единицы измерения. Математика. Механика. Теплотехника и теплопередача. Электротехника. Сопротивление материалов (расчеты на прочность и определение деформации). Детали машин (резьбы, шпоночные и зубчатые соединения, валы и оси, муфты, ременные и цепные передачи, зубчатые и червячные передачи, пружины). Смазка, смазочные устройства и уплотнения.

Для инженерно-технических работников отделов подготовки производства, главного технолога, главного механика, технического контроля и других отделов машиностроительных заводов.

Уик Ч. Обработка металлов без снятия стружки. Пер. с англ. Под ред. А. Ф. Нистратова. М., Изд-во «Мир», 1965. 548 с., ц. 2 р. 51 к. в пер.

Описание одного из эффективных методов современной технологии холодной обработки металлов без снятия стружки, в частности способов накатки шлицевых валов и методов экструдирования. Оборудование, применяемое при обработке металлов без снятия стружки.

Для инженерно-технических работников машиностроительной промышленности.

Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К. и Соловьев А. Д. Математические методы в теории надежности. Основные характеристики надежности и их статистический анализ. М., Изд-во «Наука», 1965. 524 с. (Физико-математическая библиотека инженера), т. 27 000, ц. 1 р. 79 к. в пер.

Математические методы, используемые в теории надежности. Задачи резервирования с восстановлением и без восстановления. Методы испытаний на надежность. Проверка гипотез о надежности элементов и устройств методом приемочного контроля.

Для инженерно-технических работников.

Деионов П. С. Допуски и посадки. Справочник. Изд. 2-е, доп., М., Изд-во «Машиностроение», 1965. 112 с., т. 82 000, ц. 34 к. в пер.

Таблицы нормальных линейных размеров, допусков отверстий и валов всех классов точности и посадок. Таблицы допусков и посадок для деталей из неметаллических материалов и предпочтительных полей допусков при замене неpreferredных посадок.

Для конструкторов, технологов и работников ОТК.

Замалин В. С. Планирование стандартизации и нормализации. М., Изд-во «Экономика», 1965, 195 с., т. 6000, ц. 52 к.

Опыт передовых предприятий в области методики планирования и определения технико-экономической эффективности стандартизации, нормализации и унификации продукции для повышения ее качества до уровня лучших мировых стандартов.

Для работников отделов стандартизации предприятий, проектно-конструкторских и технологических организаций машиностроительной промышленности.

Зуховицкий С. И. и Радчик И. А. Математические методы сетевого планирования. М., Изд-во «Наука», 1965. 296 с. (Эконом.-матем. библиотека), т. 10 000, ц. 90 к.

Математические методы сетевого планирования и их роль в планировании сложных систем разработок и управлении их реализацией. Методы описания заданного плана работ и определения его характеристик, позволяющие конструировать оптимальный проект. Применение линейного и выпуклого программирования при осуществлении методов сетевого планирования.

Для инженеров, экономистов и математиков, занимающихся планированием и управлением сложными системами операций.

Коротков В. И. Нормализационное направление в создании и освоении новых машин. М., Изд-во стандартов, 1965. 124 с., т. 8000, ц. 41 к.

Технико-экономическое обоснование выбора объекта производства в машиностроении. Передовые методы проектирования и внедрения новых машин. Типизация и нормализация технологических процессов. Методы освоения новой техники.

Для инженерно-технических работников машиностроительной промышленности.

Методика и практика стандартизации. Методическое пособие. Под ред. В. В. Ткаченко. М., Изд-во стандартов, 1965. 576 с., т. 30 000, ц. 2 р. 13 к. в пер.

Система государственной стандартизации в СССР, надзор за соблюдением стандартов и состоянием измерительной техники. Методика комплексной стандартизации. Установление показателей надежности и долговечности машин. Сравнение технико-экономической эффективности и стандартизации.

Для инженерно-технических работников служб стандартизации предприятий и проектно-конструкторских организаций.

Молчанов В. Ф. Скоростное хромирование. Киев, Изд-во «Техника», 1955, 250 с., т. 4400, ц. 63 к. в пер.

Технологические особенности хромирования деталей машин и механизмов в скоростном саморегулирующемся электролите. Физико-механические свойства осадков хрома. Рациональные режимы хромирования.

Для инженерно-технических работников гальванических цехов.

Олеров И. М. Допуски на изготовление и износ деталей станочных приспособлений. М., Изд-во «Машиностроение», 1965, 92 с., т. 12 500, ц. 29 к. в пер.

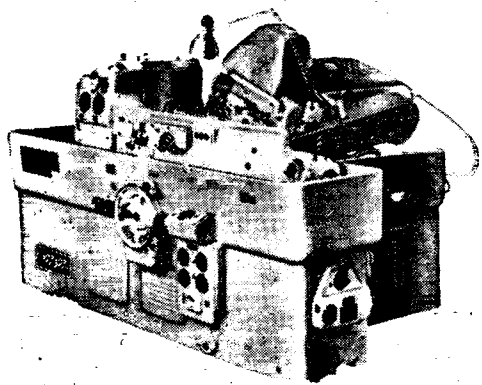
Справочные данные о назначении допусков на изготовление и износ приспособлений, применяемых на токарных, сверлильных, фрезерных, шлифовальных, протяжных, долбежных и других станках.

Для конструкторов и технологов машиностроительных заводов.

Проскурjakов Ю. Г. Упрочняюще-калибрующие методы обработки. Справочное пособие. М., Изд-во «Машиностроение», 1965, 208 с., т. 9000, ц. 70 к. в пер.

Справочные сведения об упрочняюще-калибрующих методах и режимах обработки деталей, применяемом оборудовании и инструменте. Данные для технологических расчетов.

Для инженерно-технических работников машиностроения.

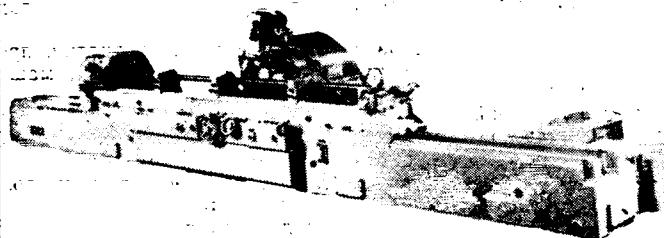


Программа MSO по выпуску резьбошлифовальных станков

Модель «GUS»

Универсальный резьбошлифовальный станок для серийного и массового производства точных резьб и профилей.

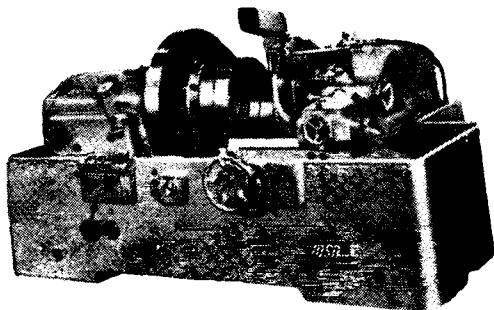
Расстояние между центрами станка 800 мм
Длина шлифуемой поверхности 500 мм



Модель «GL»

Резьбошлифовальный станок для шлифования длинной нарезки ходовых и транспортных винтов.

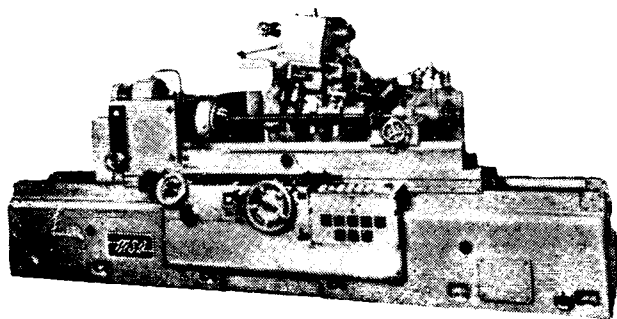
Максимальный диаметр шлифования 400 мм
Длина шлифуемой поверхности 2000—4000 мм
Расстояние между центрами станка 2000—4000 мм



Модель «FS10»

Резьбошлифовальный станок в специальном исполнении для обработки деталей больших диаметров.

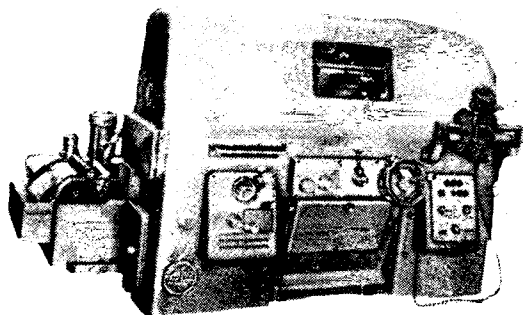
Максимальный диаметр шлифования 550 мм
Максимальная длина шлифуемой поверхности 300 мм
Максимальное расстояние между центрами 500 мм



Модель «GS»

Станок для шлифования резьбы и червяков, точных нарезных винтов и червяков.

Максимальный диаметр шлифования 475 мм
Максимальная длина шлифования 1200 мм
Максимальное расстояние между центрами 1200 мм



Модель «GA-2»

Станок с автоматическим рабочим процессом для шлифования резьб и червяков. Особенно эффективен там, где необходима высокая производительность резания.

Максимальный диаметр шлифования 250 мм
Максимальная длина шлифуемой поверхности до 850 мм
Максимальное расстояние между центрами станка 1000 мм

Оффенбах, Зенефельдерштрассе, 162, ФРГ Senefelderstr. 162 West germany