

Автомобильная и промышленность



4

1961

СОДЕРЖАНИЕ

- А. А. Андерс** — Технологичность конструкций — важнейшее условие массового производства 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- А. К. Бируля, И. Я. Говорущенко** — Влияние ровности покрытия дороги на скорость движения автомобилей 6
- В. И. Кнороз, И. П. Петров, А. С. Шелухин** — Оценка сцепления колеса с опорной поверхностью 8
- С. М. Гольдфельд, А. М. Вайсбут** — Улучшение очистки масла центрифугой с дополнительным магнитным сепаратором 12
- Б. А. Взоров** — Влияние стальных поршневых колец на температуру поршня 14
- И. В. Гурвич** — Влияние микрогеометрии деталей на их износ 16
- Ю. Г. Стефанович** — О динамических нагрузках в трансмиссии автомобиля при автоматизированном управлении коробкой передач 18
- Б. М. Елисеев** — Возможности длинноходной подвески 19
- Р. Г. Армадеров, В. М. Семенов** — Возможности применения арочных шин на автомобильных тягачах типа 4×4 22
- М. Л. Фрезинский** — Сдвоенные прерыватели зажигания 25

ТЕХНОЛОГИЯ

- М. И. Васов** — Новые направления в технологии обработки давлением 29
- Л. А. Прищелинок** — Многопозиционные прессы-автоматы 34
- А. М. Смуров, С. В. Инкитин** — Усилие, необходимое для штамповки методом выдавливания поковок поворотного кулака 35
- А. А. Дмитриева, А. П. Чифина, С. Д. Кокин** — Возникновение пузырей на окрашенной поверхности автомобилей 41

ИНФОРМАЦИЯ

- И. А. Зак** — Грузоподъемник к вертикально-протяжным станкам 42
- А. Г. Голубев, В. Н. Степанова, Л. С. Юргенев** — Одноретортный газогенератор с газовым обогревом 42
- Г. М. Розен, Г. М. Линков, Ю. А. Рогов** — Загрузчик листов в штамп применительно к крупногабаритным деталям 43
- Е. И. Прохватиллов** — Стан для накатывания конических колес 43

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- Ю. Н. Юдин, И. П. Третьяков** — Рецензия на книгу Б. Ф. Конева, Д. М. Аронова, Б. А. Курова, А. П. Лебединского «Автомобильные карбюраторные двигатели», Машгиз, 1960 44
- Т. А. Введенский** — Рецензия на библиографический бюллетень «Автомобилестроение», № 1 (47), № 2 (48), Центральная научно-техническая библиотека автомобильной промышленности, 1960 45
- Об изданиях ЦБТИ Государственного Комитета Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению** 45

На обложке — Грузовой автомобиль ГАЗ-66 Горьковского автозавода.

Главный редактор **К. П. Иванов**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. К 0-19-00, доб. 314 и 149.

Технический редактор **Б. И. Модель**

Корректор **Е. А. Давыдкина**

Слано в производство 7/II 1961 г.

Педписано в печать 28/III 1961 г.

Т-02598. Тираж 15 500 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,5. Бум. л. 3. Формат 60×92¹/₈. Зак. 555.

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

Автомобильная промышленность

Ежемесячный
научно-технический
журнал

№ 4

АПРЕЛЬ 1961

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

ГОД ИЗДАНИЯ — XXVII

Технологичность конструкций — важнейшее условие массового производства

А. А. АНДЕРС

Государственный комитет Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению

В ОТЕЧЕСТВЕННОЙ автомобильной промышленности в настоящее время происходит значительная качественная перестройка. Все ведущие автомобильные заводы готовятся к переходу в 1961—1963 гг. на новые модели пружинных автомобилей различной грузоподъемности, которые обладают более высокими технико-экономическими показателями и лучшими эксплуатационными характеристиками. К ним относятся новые базовые модели пружинных автомобилей Горьковского автозавода ГАЗ-52 и ГАЗ-53, Московского автозавода имени Лихачева ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131, Уральского автозавода УралЗИС-375, Минского автозавода МАЗ-500, Кременчугского автозавода КраЗ-250 и др.

Строятся или реконструируются заводы, на которых будет организовано специализированное производство автомобильных агрегатов и массовых деталей — Заволжский и Ярославский моторные заводы, готовящие к производству семейства V-образных карбюраторных двигателей и двигателей с воспламенением от сжатия; Мелитопольский завод микролитражных двигателей; Сердобский завод задних мостов; Орловский завод автомобильных компрессоров; Рязанский завод амортизаторов, Челябинский завод клапанов и толкателей и др.

Планом развития народного хозяйства на ближайшие годы предусматривается значительное развитие существующих и организация новых заводов для производства средств специализированного транспорта (прицепов и полуприцепов), автомобилей-фургонов различного назначения, рефрижераторов, автомобилей-цистерн, панелевозов, контейнеров и т. п.

Многие заводы, в том числе и новые, утверждены ведущими в области создания различных типов специализированных транспортных средств. К созданию новых автомобилей и агрегатов привлекается значительный круг новых организаций — конструкторских бюро и заводов, не имеющих еще достаточно опыта работы в автомобильной промышленности.

В этих условиях обеспечение экономически обоснованного конструирования новых изделий, обеспечивающих низкую стоимость их изготовления, разработка для них качественной документации являются ответственной задачей наших проектно-конструкторских организаций и научно-исследовательских институтов.

Одним из направлений, охватываемых понятием организации экономического обоснованного конструирования, является работа над созданием технологичных конструкций.

Под технологичностью конструкции понимается степень ответственности конструкции машины (узла, агрегата, детали) возможности наиболее экономичного ее изготовления при заданном масштабе производства и современном уровне развития средств производства. Проводимая в настоящее время по плану Государственного комитета Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению разработка рациональных

рядов типоразмеров машин, агрегатов и деталей и последующая за этим их конструктивная разработка даст ожидаемый экономический эффект только в том случае, если при конструировании будут соблюдены принципы максимальной технологичности конструкций, позволяющие разработать наиболее рациональные типовые технологические процессы на соответствующие ряды типоразмеров деталей и агрегатов. Рационально построенные типовые технологические процессы, в свою очередь, позволяют в некоторых случаях создать типовые машины и агрегаты для осуществления этих процессов.

Соблюдение принципа технологичности конструкции возможно в наиболее полной мере в том случае, если в процессе конструирования создаваемые машина, узел или деталь будут рассматриваться конструктором не только как объекты, предназначенные для выполнения тех или иных заданных им рабочих функций, но и как объекты производства. Это будет только тогда, когда при разработке конструкции изделий конструкторы будут в равной степени учитывать как условия эксплуатации, так и экономичность изготовления.

Максимальная экономичность конструкции с точки зрения ее производства может быть обеспечена только при соблюдении в процессе конструирования некоторых выработанных практикой определенных требований. К этим основным требованиям в первую очередь относятся:

- 1) простота конструктивных решений;
- 2) соответствие конструкции масштабам производства;
- 3) технологическая и конструктивная преемственность машин и их унификация;
- 4) соблюдение специфических технологических требований, присущих каждому этапу производства.

Наиболее простым конструктивным решением является то, при котором изделие будет иметь минимальное количество деталей. Детали изделия должны быть максимально стандартизованы и нормализованы, чтобы для изготовления их использовались наиболее экономичные заготовки при максимальном применении распространенных видов специализированного оборудования, т. е. конструкция каждой детали должна позволять вести обработку с максимальной экономичностью, без применения специальных приемов обработки и ручных операций, требующих большей длительности и высокой квалификации.

Сравнивая с точки зрения технологичности конструкции водяного насоса (рис. 1) и вентилятора (рис. 2) автомобильного двигателя с конструкцией этих же узлов, объединенных в одном агрегате (рис. 3), следует безусловно отдать предпочтение последней конструкции узлов, имеющих тридцать две детали вместо девятнадцати и двадцати пяти деталей, содержащихся в этих узлах, выполненных раздельными агрегатами. При этом узлы, объединенные в одном агрегате, не имеют деталей боль-

шой технологической сложности. Из конструкций роликового и плоского толкателей (рис. 4 и 5), предназначенных для двух модификаций одного и того же двигателя, более технологичной является конструкция плоского толкателя, состоящего только из одной детали, которую получают методом точного литья с минимальными припусками и для которой требуется механическая обработка только шлифованием.

К наиболее экономичным относятся заготовки, получаемые из облегченных гнутых профилей холодной или горячей высадкой, холодной штамповкой из ленты или листа, методами

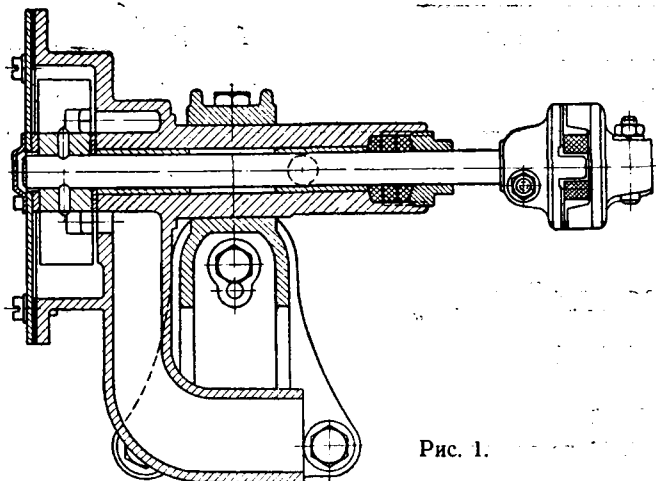


Рис. 1.

точного литья (литье под давлением, литье в кокиль, по выплавляемым моделям, в оболочковые формы) и т. д.

Гнутые профили изготавливаются из горячекатаной и холоднокатаной отожженной листовой, ленточной и полосовой углеродистой или низколегированной стали типа 09Г2 или 14ХГС. Применение гнутых профилей обеспечивает в различных конструкциях от 10 до 70%, а в среднем до 25% экономии металла; при этом в ряде случаев устраняется механическая обработка, резка, сварка и другие трудоемкие операции и существенно ускоряется сборка. Так, в случае применения облегченных и гнутых профилей из низколегированной стали

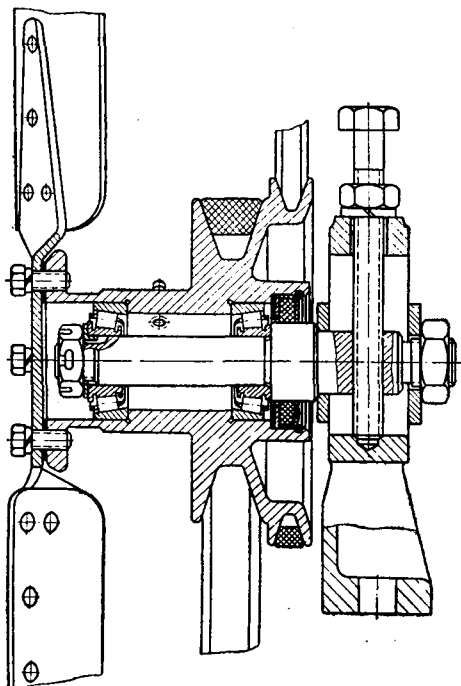


Рис. 2.

(вместо горячекатаных сортов профилей марки Ст. 3) и других конструктивных мероприятий, при изготовлении автомобильных и тракторных прицепов получается большая экономия металла: по данным НАМИ, по прицепу Ирбитского завода 250 кг на каждом прицепе. Вес прицепа НАМИ-783 на

200—300 кг меньше веса аналогичного серийного прицепа ПТС-3, а вес прицепа НАМИ-785 примерно на 1000 кг меньше веса серийного прицепа ПТС-3.5.

Мелкие и средние детали сравнительно сложной конфигурации, изготавливаемые из поковок, экономически целесообразно

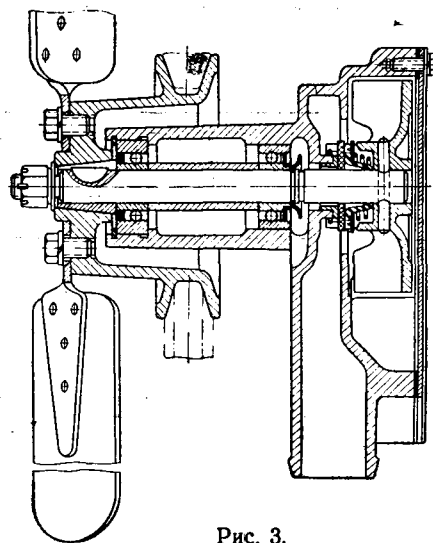


Рис. 3.

переводить на точное литье. Так, средняя стоимость 1 т таких деталей, получаемых из поковок, составляет 2,5 тыс. руб., а при изготовлении из точного литья около 1,65 тыс. руб. При

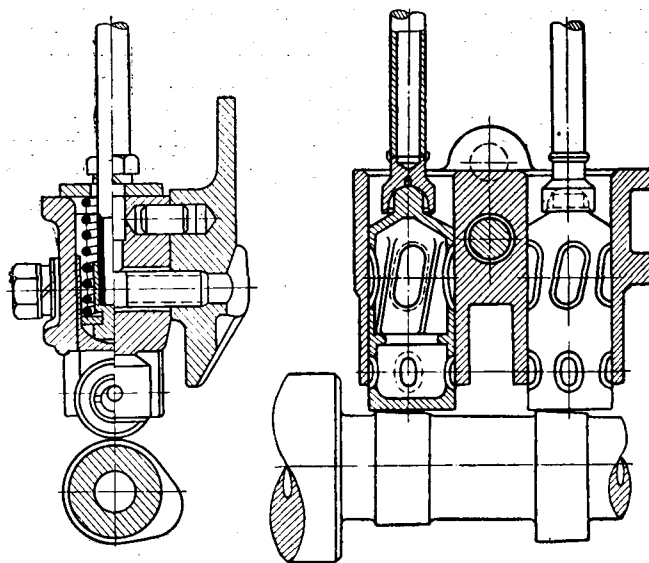


Рис. 4.

Рис. 5.

этом на 40—50% уменьшается трудоемкость механической обработки, что подтверждается примерами, приведенными в табл. 1.

Таблица 1

Наименование деталей	Время механической обработки деталей для 100 автомобилей в час.	
	из поковок	из литья
Вилка тяги управления раздаточной коробки	6,37	2,54
Вилка тяги привода центрального тормоза	6,44	3,8
Вилка тяги включения сцепления	1,52	0,87
Регулировочная гайка тяги	1,67	1,37

В настоящее время методом литья в оболочковые формы производятся такие детали, как коленчатые валы, распределительные валики, гильзы цилиндров и др.; этим обеспечивается значительная экономия металла и эффективное снижение трудоемкости изготовления.

На алюминиевое литье под давлением переводятся такие сложные детали, как блоки цилиндров. При этом не только в 2,5—3 раза уменьшается вес блоков по сравнению с чугунными блоками, но и в несколько раз ускоряется и облегчается получение литья и его механическая обработка. Например, автоматическая линия механической обработки чугунных блоков на

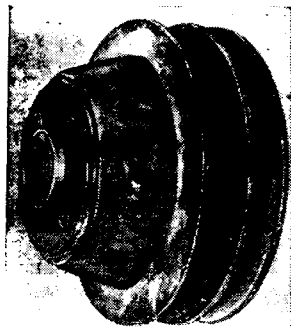


Рис. 6.



Рис. 7.

Ярославском моторном заводе имеет по проекту девяносто восемь станков, а аналогичная линия для производства в 2 раза большего количества алюминиевых блоков на Заволжском моторном заводе состоит из сорока трех станков.

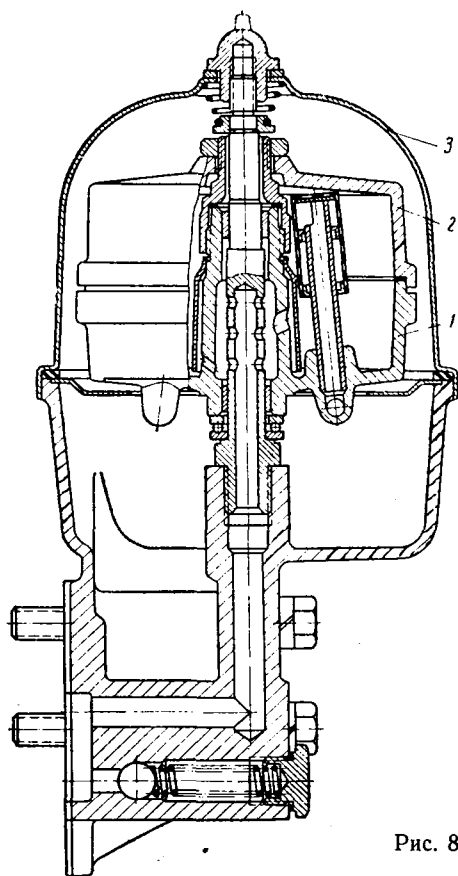


Рис. 8.

В настоящее время широко ведутся опытные работы по изготовлению автомобильных кузовов из пластмасс. В ближайшие годы легкие крупнопанельные детали из пластмасс должны стать основными элементами конструкции кузовов легковых автомобилей, автобусов, автомобилей-фургонов и специальных кузовов автомобилей различного назначения. Пластмассы должны все более широко применяться и при изготов-

лении малогабаритных деталей автомобилей и двигателей, в том числе и силовых. Уже ведутся работы по производству из пластмассы таких деталей, как крыльчатки водяных насосов, шкивы вентиляторов и генераторов (рис. 6, 7), детали центробежных маслоочистителей, поршни привода тормозов, различные корпуса и крышки и т. п.

На фиг. 8 изображен центробежный маслоочиститель конструкции Уральского автозавода. К основным деталям этого агрегата относятся корпус 1 ротора, крышка 2 ротора и колпак 3 центробежного маслоочистителя. Корпус и крышка ротора отливаются из алюминиевого сплава и механически обрабатываются. Ротор вращается со скоростью 6000—7000 об/мин. Он работает в условиях, в которых, помимо прочности и температуростойкости в пределах от -40 до $+120^\circ$, требуется стойкость к вибрации и повышенное сопротивление удару. Колпак центробежного маслоочистителя служит для герметизации всего узла и работает в среде горячего масляного тумана. Он штампуется из холоднокатаной листовой стали и подвергается антикоррозийной окраске. На рис. 9—11 показаны



Рис. 9.



Рис. 10.

те же детали, изготовленные из пластмассы — детали ротора из материала АГ-4 и колпак маслоочистителя из волокнита.

Детали, выполненные из указанных материалов, более технологичны, чем металлические, так как полностью исключается их механическая обработка и антикоррозийная окраска.

Должно широко внедряться (где это экономически выгодно) получение заготовок или деталей сложной конфигурации методами автоматической и полуавтоматической дуговой, стыковой и точечной сварки из деталей или заготовок простейшего вида (рис. 12). При больших масштабах производства, оправдывающих изготовление более или менее сложных штампов, замена сварных узлов штампованными деталями, не требующими механической обработки, позволяет значительно сократить трудоемкость их изготовления (рис. 13).

Простота конструктивных решений, как правило, предопределяет наименьший вес машины, узла, детали, а меньшей по весу машине соответствует меньшая трудоемкость ее изготовления и, следовательно, меньшая себестоимость. Конструктивно более простыми, а значит, более технологичными следует считать конструкции тех машин, в которых применено минимальное количество различных марок сталей и других материалов и исключено использование специальных высоколегированных сталей.

Многообразие материалов влечет за собой многообразие тепловых режимов их обработки и, следовательно, плавильных, а также нагревательных агрегатов для отливки, штамповки и термообработки, для чего требуется увеличение производственных площадей для их размещения. При этом также усложняется механическая обработка вследствие многообразия различных режимов обработки на станках, видов охлаждающих жидкостей и различной геометрии режущего инструмента; усложняются условия сборки, сортировки и хранения стружки, увеличивается номенклатура и запасы материала на

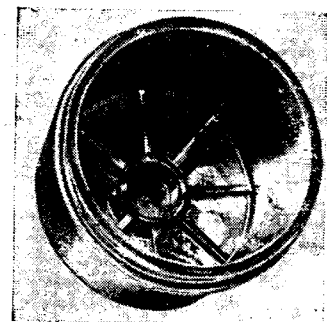


Рис. 11.

складах и в производстве, увеличивается опасность перепутывания марок сталей в цехах и на складах. Аналогичные затруднения обуславливаются и применением многообразных видов антикоррозийных и декоративных лакокрасочных и гальванических покрытий.

Существенная экономия в весе может быть достигнута за счет применения низколегированных сталей особенно для деталей рам, несущих элементы кузовов и др. При применении,

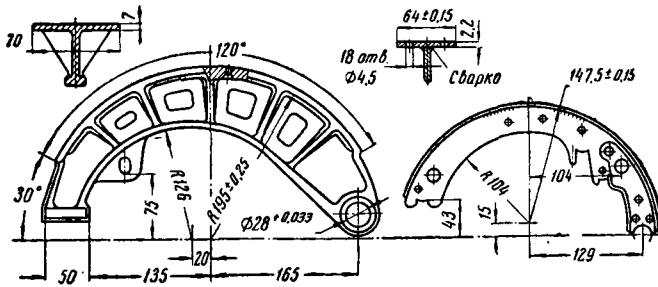


Рис. 12.

например, сталь 09Г2 для автомобильных рам, вместо углеродистой, снижается вес рамы на 15—20%, что дает приблизительно 100 руб. экономии на каждую тонну замененной стали.

Важным фактором в производстве новых машин является конструктивная и технологическая преемственность, выражающаяся в том, что благодаря известной унификации применяемых конструкций с конструкциями, используемыми для других проектируемых или находящихся в производстве машин, изготовление последних осуществляется на основе ранее освоенных технологических процессов, часто с использованием уже имеющегося оборудования.

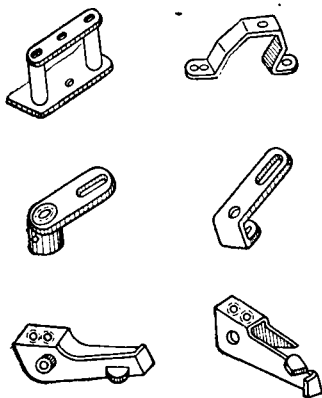


Рис. 13.

Как известно, большинство зарубежных автозаводов ежегодно выпускает новые модели легковых автомобилей. Однако появление новой модели автомобиля не означает изменения всех ее агрегатов и узлов: обычно совершенствуются или изменяются отдельные узлы и детали в пределах 25—30%. Остальные 50—75% деталей входят в новые узлы без всяких изменений, что позволяет полностью использовать оборудование поточных линий и оснастку для этих деталей без дополнительных затрат времени на их освоение в производстве.

Различают два основных направления в конструировании для достижения конструктивной и технологической преемственности машин.

Одно из них заключается в том, что среди однородных машин выделяют одну (базовую) модель, на основе которой путем замены или видоизменения отдельных агрегатов создают модификации данного семейства. Машины одного семейства должны отличаться одна от другой только теми узлами или деталями, которые отражают функциональную особенность каждой из этих машин.

Так, Горьковский автозавод для нового семейства грузовых автомобилей, состоящего из девяти моделей (грузоподъемность от 1 до 4 т), добился высокой степени унификации основных агрегатов (табл. 2), что позволяет заводу при планируемом выпуске значительного количества моделей достаточно полно использовать преимущества массового производства¹.

Другим направлением является метод агрегатирования, т. е. конструирование автомобиля путем максимального использования готовых агрегатов находящихся в производстве автомобилей или нормализованных в рациональные типоразмерные ряды в известной степени универсальных агрегатов, выпускаемых специализированными заводами.

¹ Борисов Н. И., Просвириин А. Д., «Автомобильная промышленность» № 11, 1960.

Таблица 2

Наименование агрегатов	Количество типоразмеров	Количество типоразмеров, унифицированных по основным деталям
Двигатели	4	1
Сцепления	3	1
Коробки передач	1	—
Передние мосты	5	1
Задние мосты	3	1
Карданные шарниры	1	—
Тормоза	2	1
Рамы	5	2
Рессоры подвески	3	1
Кабины	3	—
Платформы	7	—

Первый метод нашел в настоящее время наибольшее применение в автомобилестроении при выпуске каждым автозаводом основной базовой модели грузового автомобиля и его модификаций (длиннобазное шасси, седельный тягач, полноприводный автомобиль повышенной проходимости и т. п.). Второй метод находит большее применение при создании средств специализированного транспорта (прицепов, полуприцепов, поездов с активными осями и др.), базирующихся в большой степени на действующих узлах и деталях автомобилей (мосты, тормоза, колеса, ступицы и т. д.) и нормализованных узлов и деталей, производство которых должно организоваться на ограниченном числе заводов для всей отрасли (седельные, сцепные и поворотные устройства, тормозная аппаратура, кузовная арматура, различное оборудование и др.).

В тех случаях, когда находящиеся в производстве агрегат, узел или деталь не могут быть целиком использованы на вновь создаваемом автомобиле, существенным является сохранение их основных параметров, позволяющих использовать полностью или с минимальными переделками имеющееся специальное оборудование и оснастку.

Примером этого является конструктивная разработка двух блоков цилиндров и двух головок блоков для унифицированного семейства шести- и восьмицилиндровых V-образных двигателей Ярославского моторного завода, что позволяет осуществить совместную механическую обработку на общих автоматических линиях без переналадок.

Технологическая унификация этих деталей позволила снизить к минимуму количество специальных операций и станков, не допускающих совместной обработки для каждой из этих деталей, и проработать основную часть операций обеих деталей на общих станках.

Так, на линии для изготовления головок блоков, состоящей из пятидесяти станков, не понадобилось добавлять ни одного станка и оказалось возможным ограничиться введением трех дополнительных агрегатных головок, автоматически выключаются на трех агрегатных станках при обработке восьмицилиндровых блоков.

На линии обработки блоков количество неунифицированного оборудования не превысило 20% от общего количества оборудования в линии.

Многообразие существующих конструктивных форм деталей и уровня развития технологи конструкторов затрудняют систематизацию специфических технологических требований к объекту производства. Чем больше масштаб производства, тем большее значение приобретают эти требования и тем важнее с точки зрения экономического эффекта необходимость их соблюдения.

Конструктор при разработке конструкции детали (особенно детали сложной конфигурации) обязательно должен продумывать метод ее изготовления, а в некоторых случаях и возможность обработки ее на наличном парке станков.

Специфические требования к конструкции деталей, вызываемые особенностями технологии литейного производства горячей и холодной штамповки, термической, механической и других видов обработки, не могут быть рассмотрены в пределах настоящей статьи и должны быть усвоены каждым конструктором из специальной литературы, посвященной этому вопросу.

Существуют некоторые типовые условия, при несоблюдении которых всегда усложняется технология, что приводит к повышению стоимости выпускаемой продукции вследствие удорожания заготовок, оборудования и оснастки, увеличению времени на обработку и повышенному проценту брака из-за сложности обработки.

Так, конфигурация готовой детали должна быть такой, чтобы можно было получить ее с минимальными отходами в

стружку или высечки (рис. 14). Т-образные, Г-образные, П-образные и другие детали сложной конфигурации следует проектировать так, чтобы их можно было уложить по ширине полосы без перемены одной в другую (фиг. 15).

Не следует назначать обработку в местах, где это не вызывается работой детали (несопрягаемые поверхности), а в ме-

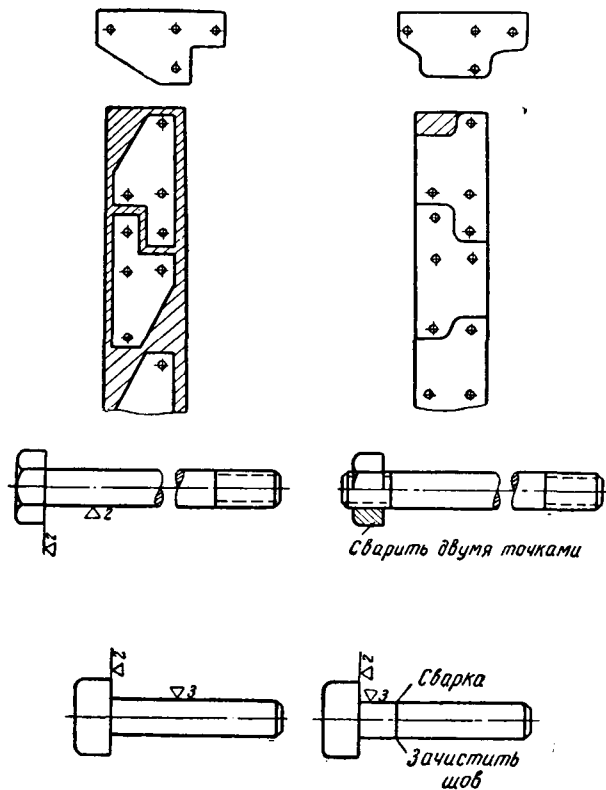


Рис. 14.

стах, подлежащих механической обработке (сопрягаемые поверхности), точность и чистота обработки не должны назначаться выше минимально необходимых для нормальной надежной работы детали или узла, так как стоимость обработки, как правило, прогрессивно растет с увеличением задаваемой точности и чистоты обрабатываемой поверхности.

Механическая обработка деталей, сборка узлов и испытание их в современном поточном производстве являются единым непрерывным технологическим процессом. Для обеспечения непрерывности протекания производственного процесса необходимо при проектировании предусматривать возможность расчленения машины на ряд независимых агрегатов и узлов. Это позволяет располагать поточные линии обработки и сборки и участки испытания агрегатов и узлов таким образом, чтобы обусловить максимальную поточность и непрерывность процесса без создания складов промежуточных заделов и свести к минимуму заделы на линиях.

Поступающие на общую сборку узлы и агрегаты необходимо предварительно проверить или испытать: они должны быть сделаны так, чтобы обеспечивать полную взаимозаменяемость, чтобы их можно было быстро и удобно крепить в соответствии с темпами конвейерной сборки без подбора и дополнительной пригонки. Эти условия могут быть выполнены в производстве, если они своевременно учтены при проектировании автомобиля.

В современном машиностроении наблюдается все большее стремление к переходу на поточные методы работы.

Преимущества поточно-массового производства настолько велики, что и в серийном производстве начинают применяться групповые потоки обработки технологически однородных деталей, что позволяет вести непрерывную поточную обработку различных деталей с применением специальной оснастки без переналадки оборудования.

Вновь организуемые и привлекаемые к выпуску автомобильной продукции заводы должны с самого начала организовать свое производство по поточному методу.

При поточно-массовом производстве на организацию и

рого нужны значительные первоначальные затраты на оснащение и подготовку производства, необходима особенно тщательная отработка конструкции. Конструкция должна быть стабильной и сохраняться на производстве в течение времени, достаточного для покрытия первоначальных затрат. Для этого в конструкции должны быть предусмотрены достаточно прогрессивные показатели, позволяющие путем частичной модернизации поддерживать ее на надлежащем техническом уровне в течение более или менее длительного времени. Технологическая документация, создаваемая с учетом этих требований, должна быть с возможной тщательностью отработана до начала подготовки производства и выверена по результатам изготовления и испытания опытных образцов до пуска в серийное или массовое производство.

Практикой доказано, что несоблюдение этого важного условия всегда вызывает значительные дополнительные материальные и трудовые затраты и удлиняет сроки освоения новой машины.

Тщательное испытание и отработка конструкции, включая технологическую отработку чертежей до пуска машины в производство, являются одним из важнейших элементов в работе

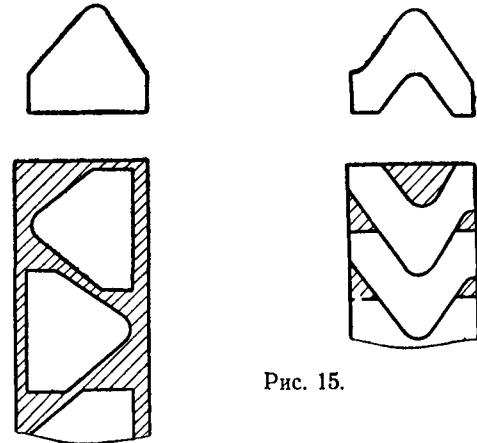


Рис. 15.

конструктора; работа эта на всех этапах, включая изготовление и испытание опытного образца, должна проводиться в тесном сотрудничестве с технологами.

Одной из форм совместной работы конструкторов и технологов над разработкой новых конструкций является оправдавшая себя на ряде передовых предприятий форма назначения ведущего технолога по машине и введении обязательного технологического контроля чертежей, выдаваемых не только на подготовку производства, но и в экспериментальный цех для изготовления первых образцов. Назначение наряду с ведущим конструктором объекта ведущего технолога поднимает значимость предложений, выдвигаемых технологами при контроле чертежей, требует разрешения разногласий, возникающих между ведущим конструктором и технологом, вплоть до главного инженера или техсовета завода.

Конечно, наличие технологического контроля чертежей на первом этапе разработки конструкции до постройки первых опытных образцов не исключает необходимости внесения в конструкцию технологических изменений в дальнейшем при разработке рабочей технологии, проектировании оснастки и особенно при наладке и освоении производства, когда новая конструкция подвергается более углубленной технологической проверке с участием большого числа инженерно-технических работников, наладчиков и квалифицированных рабочих, обладающих большим производственным опытом.

Однако при такой организации количество последующих изменений бывает значительно меньше, и они, как правило, не носят принципиального характера, требующего повторной проверки на опытных образцах.

В этом случае в экспериментальную проверку уже на первых образцах поступают достаточно технологически проработанные конструкции, по которым своевременно были приняты основные технологические решения.

Участие технологов в создании конструкции и конструкторов в наладке и освоении производства обогащает обе стороны необходимым практическим опытом, предупреждает от повторения однажды допущенных ошибок и является необходимой предпосылкой для успешного внедрения в жизнь одного из важнейших принципов экономически обоснованного проектирования — создания технологически обоснованных конструкций.

Конструирование Исследования Испытания

Влияние ровности покрытия дороги на скорость движения автомобилей

А. К. БИРУЛЯ, Н. Я. ГОВОРУЩЕНКО

Харьковский автомобильно-дорожный институт (ХАДИ)

ОДНОЙ из основных проблем повышения производительности автомобилей является увеличение средних технических скоростей движения.

На скорость движения автомобилей оказывают влияние тяговые и тормозные качества автомобиля, техническое состояние подвижного состава, интенсивность движения, тип и состояние покрытия дороги, его ровность, продольный профиль дороги, квалификация водителя, и метеорологические условия.

Очень слабо исследовано влияние степени ровности дорожных покрытий на скорость движения различных автомобилей.

В настоящее время рекомендуются аналитические и графоаналитические методы определения скорости движения автомобилей. В основу этих расчетов принимается динамическая характеристика автомобиля при полном открытии дроссельной заслонки карбюратора и суммарное сопротивление дороги. Эти методы расчетов могут быть использованы при движении автомобиля по дороге, имеющей достаточно ровную поверхность покрытия.

При движении автомобиля по дорогам с неровным покрытием скорость движения зависит в основном от степени совершенства подвески автомобиля. Мощность двигателя в этом случае не играет решающей роли, и метод расчета скорости по динамической характеристике становится неприемлемым.

Чтобы выяснить, как влияет степень ровности покрытий дорог на скорость движения автомобилей, в Харьковском автомобильно-дорожном институте были организованы исследования на различных дорогах с привлечением сотрудников кафедр эксплуатации автомобилей и кафедр строительства и эксплуатации дорог, а также студентов института.

Показания толчкомера зависят также от скорости движения и нагрузки на автомобиль. Поэтому измерение ровности покрытий дорог принято производить при постоянных скоростях (30 км/час для грузовых автомобилей и 50 км/час для легковых автомобилей) и нагрузке (50% от номинальной грузоподъемности).

Можно применять также акселерометр предельного типа, с помощью которого измеряют количество толчков определенной интенсивности (ускорений в m/sec^2) и на 1 км пути при движении автомобиля с определенной скоростью и нагрузкой.

В процессе наблюдений были зафиксированы скорости движения более 3000 автомобилей. На всех участках дорог грузовые автомобили составляли 80—85% от общего количества автомобилей, двигающихся по дорогам.

Наибольшая интенсивность движения автомобилей наблюдалась на участке № 6 (180 автомобилей в час). На других участках интенсивность была меньшей (25—135 автомобилей в час). Такая сравнительно невысокая интенсивность движения на выбранных участках дорог не могла существенно повлиять на скорость движения автомобилей.

Почти во всех случаях обнаружена некоторая закономерность распределения автомобилей по скоростям движения и резко выраженные максимумы, соответствующие средним скоростям движения автомобилей определенной марки.

Таблица 1

№ участка	Наименование дорог	Тип дороги	Ровность покрытия по толчкомеру в см/км	Протяженность участка в км
1	Харьков—Чугуев (Москва—Ростов)	Асфальто-бетонная	31	4
2	Чугуев—Изюм (Москва—Ростов)	Цементобетонная	122	4
3	Чугуев—Купянск	Дегтегрунтовая	113	4
4	Харьков—Липцы	Грунтовая	285	4
5	Харьков—Журавлевка	Мостовая	559	2
6	Ольшаны—Богодухов	—	1222	3

В табл. 1 дана характеристика участков дорог, на которых проводились исследования.

Участки выбирались вдали от населенных пунктов и пересечений дорог, с продольными уклонами не более 2%, с одинаковой степенью ровности покрытий, без крутых закруглений.

Наблюдения на каждом участке проводились группой из восьми наблюдателей. Наблюдатели измеряли время движения автомобилей отдельно по правой и левой полосе движения с помощью секундомеров. Секундомеры всех наблюдателей группы включались одновременно. В момент прохождения автомобиля наблюдатели записывали показания секундомеров в минутах и секундах, тип и номер автомобиля.

Степень ровности дорожного покрытия на всех участках измерялась толчкомером ХАДИ, установленным на автомобиле ГАЗ-51. Толчкомер фиксирует суммарный прогиб рессор (сжатие) автомобиля в сантиметрах на 1 км пути. Чем выше показатель толчкомера S см/км, тем ниже степень ровности дорожного покрытия.

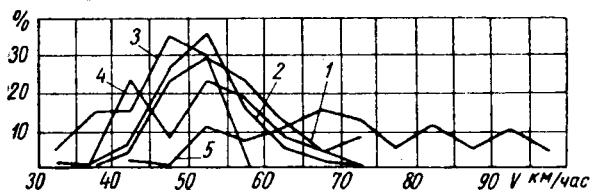


Рис. 1. Распределение автомобилей в % по скорости движения на цементобетонном покрытии:

1 — ГАЗ-51; 2 — ЗИЛ-164; 3 — МАЗ-200; 4 — ЗИЛ-158; 5 — М-20 «Победа» и М-21 «Волга»

Исключение представляет движение легковых автомобилей. Так, например, автомобили М-20 «Победа» и М-21 «Волга» на дорогах с асфальтобетонным, цементобетонным покрытием и на мостовой двигаются так, что довольно четко прослеживается распределение их по скорости на несколько групп. Автомобили каждой группы двигаются с более или менее одинаковыми характерными скоростями. Для примера на рис. 1 показано процентное распределение автомобилей по скоростям движения на дороге с цементобетонным покрытием.

В результате обработки данных наблюдений получены средние скорости движения автомобилей отдельных марок на различных участках дорог. В табл. 2 показаны скорости движения разных автомобилей на различных участках дорог. Наибольшую скорость движения по дорогам с асфальтобетонными и цементобетонным покрытием имеют автомобили ЗИЛ-127 (более 70 км/час), М-20 «Победа» и М-21 «Волга».

Из грузовых автомобилей наибольшую скорость имеет автомобиль ГАЗ-51, а наименьшую — автомобиль МАЗ-200. Разница в скоростях движения грузовых автомобилей незначительная, и практически можно принять скорость движения этих автомобилей одинаковой.

При езде по мостовым разница в скоростях движения автомобилей различных марок существенно уменьшается; скорость

Таблица 2

Автомобиль	Дорога					
	асфальтобетонная (участок № 1)	цементобетонная (участок № 2)	легегрунтовая (участок № 3)	грунтовая (участок № 4)	мостовая (участок № 5)	мостовая (участок № 6)
ГАЗ-51	53,2	54,5	52,3	44,1	26,9	25,5
ЗИЛ-164	51,6	53,0	49,5	43,7	24,9	24,6
МАЗ-200	50,2	53,3	—	40,7	25,3	26,2
ЗИЛ-158	54,3	57,0	55,7	43,0	27,2	25,2
ЗИЛ-127	74,5	78,0	—	—	—	—
«Москвич»	57,7	67,0	56,0	39,6	27,0	28,0
М-20 Победа* и М-21 «Волга»	63,2	72,5	64,5	52,3	30,0	32,5

движения автомобилей по мостовой колеблется в пределах 23—32 км/час.

Скорость легковых автомобилей при движении по дорогам с цементобетонным покрытием оказалась несколько большей, чем при движении по дорогам с асфальтобетонным покрытием. Это объясняется несколько меньшей интенсивностью движения автомобилей на дорогах с цементобетонным покрытием.

По данным наблюдений построены графики изменения скорости автомобилей в зависимости от степени ровности покрытий автомобильных дорог. Как видно из рис. 2, скорости

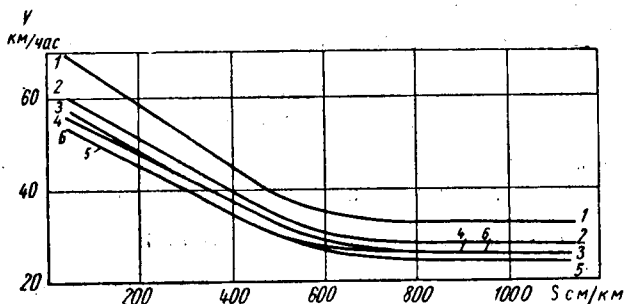


Рис. 2. Изменение скоростей движения автомобилей разных марок в зависимости от степени ровности дорожных покрытий: 1 — М-20 «Победа» и М-21 «Волга»; 2 — «Москвич»; 3 — ЗИЛ-158; 4 — ГАЗ-51; 5 — ЗИЛ-164; 6 — МАЗ-200.

движения автомобилей различных марок в зависимости от степени ровности покрытий изменяются по одному и тому же закону. По мере понижения степени ровности дороги разница в скоростях автомобилей различных марок уменьшается.

Наиболее резко скорость движения снижается при увеличении показаний толчкомера примерно до 500 см/км. При дальнейшем увеличении показаний толчкомера скорость движения практически почти не снижается и изменяется в пределах 23—32 км/час.

На дорогах, имеющих повышенную степень ровности, скорости движения автомобилей отдельных марок изменяются в значительно больших пределах (50—75 км/час).

На ровных дорогах скорость автомобиля в основном зависит от его динамических качеств, поэтому автомобили, имеющие более высокие динамические качества, развивают большие скорости. На неровных дорогах основное влияние на скорость движения оказывает степень совершенства подвески, и поэтому разница в скоростях движения автомобилей разных марок оказывается незначительной.

В зависимости от степени ровности покрытий скорость автомобиля изменяется в пределах 23—70 км/час.

Таким образом, степень ровности покрытий дорог оказывает сильное влияние на скорость движения автомобилей.

Средние скорости автомобилей при движении с грузом и без груза мало отличаются друг от друга, несмотря на то, что плавность хода автомобиля сильно изменяется в зависимости от нагрузки. Это объясняется тем, что при движении автомобиля без груза, несмотря на снижение плавности хода, определенное влияние на повышение скорости автомобиля оказывает динамика автомобиля, увеличение запаса мощности.

При движении автомобиля с грузом, несмотря на некоторое повышение плавности хода, запас мощности снижается, и поэтому средняя скорость почти не изменяется.

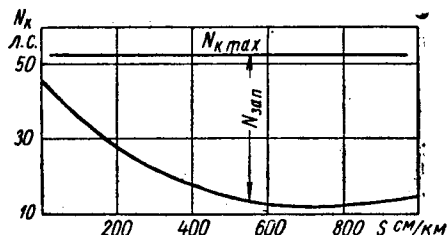


Рис. 3. Степень использования мощности двигателя при движении автомобиля по дорогам с различной степенью ровности.

На неровных дорогах вследствие значительного снижения скорости автомобиля мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги и воздуха, уменьшается и запас мощности возрастает.

На рис. 3 показано, как увеличивается запас мощности, подведенной к колесам автомобиля ($N_{к}$) при движении ГАЗ-51 на дорогах с различной степенью ровности. На дорогах с низкой степенью ровности процент использования мощности составляет 25—30%, а запас мощности ($N_{зап}$) 35—40 л.с.

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Степень ровности покрытий оказывает сильное влияние на изменение скорости автомобилей.

При нормировании скоростей движения автомобилей на неровных дорогах необходимо прежде всего учитывать плавность хода автомобиля, а затем динамические качества.

2. Вследствие невозможности движения автомобиля на неровных дорогах с высокими скоростями производительность автомобиля можно повышать за счет увеличения грузоподъемности автомобиля (применение прицепов, полуприцепов).

3. Значительного повышения скорости и производительности автомобилей можно добиться путем дальнейшего совершенствования конструкции подвески автомобилей.

В связи с этим в дальнейшем необходимо продолжить аналогичные исследования влияния типа и параметров шин и подвески на скорость движения автомобилей на дорогах с низкой степенью ровности.

4. Необходимо настойчиво бороться за содержание дорожной одежды автомобильных дорог в хорошем техническом состоянии, в особенности по степени ровности. Это в конечном итоге может обеспечить повышение производительности автомобилей в 1,5—2 раза.

Таким образом, проблема повышения скоростей и производительности автомобилей при эксплуатации их на неровных дорогах — это проблема повышения плавности хода и степени ровности дорожных покрытий.

Эти проблемы должны решаться усилиями автомобилистов и дорожников.

Оценка сцепления колеса с опорной поверхностью

Канд. техн. наук В. И. КНОРОЗ, И. П. ПЕТРОВ, А. С. ШЕЛУХИН

НАМИ

СЦЕПЛЕНИЕ шины с дорогой обычно оценивается коэффициентом сцепления, под которым принято понимать отношение максимальной касательной реакции поверхности контакта к нормальной реакции.

Опыты показывают, что коэффициент сцепления зависит от конструкции и материала шины, качества и состояния опорной поверхности, величины и характера прилагаемой к колесу нагрузки, давления воздуха в шине, скорости движения, температурных и климатических условий.

Экспериментальные исследования сцепления автомобильных колес с дорогой производятся как в лабораторных, так и в дорожных условиях.

Наиболее точно оценить сцепление колеса с опорной поверхностью можно методом динамометрирования. Коэффициент сцепления при этом определяется либо по моменту, подведенному к колесам автомобиля, либо через силу тяги на его крюке.

Метод определения коэффициента сцепления по силе тяги на крюке автомобиля является менее точным, чем метод определения по моменту.

Это объясняется тем, что при измерении силы тяги не учитывается сила сцепления, необходимая для преодоления сопротивления качению колеса.

Если на сухих твердых дорогах ошибка при определении коэффициента сцепления по силе тяги на крюке автомобиля сравнительно невелика, то на мягких грунтах, мокрых и скользких дорогах она может достигать большой величины. Это обусловлено тем, что при движении в указанных дорожных условиях велико отставание сил сопротивления движению автомобиля к максимальным касательным реакциям на его ведущих колесах.

Следует учитывать, что момент на колесах и силу тяги на крюке автомобиля необходимо измерять при установившемся процессе, в противном случае неизбежны ошибки, обусловленные инерционными явлениями. Этому общезвестному положению исследователи уделяют недостаточно внимания.

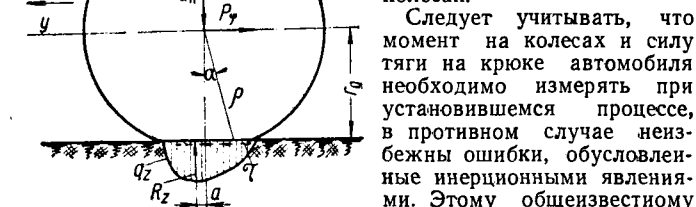


Рис. 1.

Рассмотрим случай качения эластичного колеса по твердой поверхности (рис. 1).

Элементарный момент сцепления dM_φ относительно оси колеса определяется соотношением

$$dM_\varphi = \rho \cos \alpha \tau dF,$$

где τ — удельная касательная сила, предельная по сцеплению с опорной поверхностью;

dF — элементарная площадь контакта;

M_φ — предельное по сцеплению значение подведенного к колесу момента M_k .

Допустим, что динамический радиус колеса равен $\rho \cos \alpha$. Тогда общий момент, подведенный к колесу, будет

$$M_\varphi = \int_F \rho \cos \alpha \tau dF = r_\partial \int_F \tau dF,$$

Силу сцепления в этом случае, очевидно, следует принять равной

$$T_\varphi = \int_F \tau dF = \int_F f_{mp}^p q dF = \varphi \int_F q dF = \varphi R_z,$$

где f_{mp}^p — коэффициент трения резины о поверхность дороги, являющийся функцией многих переменных;

φ — значение этой функции в какой-то средней точке контакта.

Таким образом, естественно φ назвать коэффициентом сцепления.

Следовательно,

$$M_\varphi = r_\partial T_\varphi = r_\partial \varphi R_z.$$

Отсюда получим

$$\varphi = \frac{M_\varphi \cdot r_\partial}{R_z}. \quad (1)$$

Из рис. 1 видно, что

$$M_\varphi = P_\varphi r_\partial + R_z a.$$

В таком случае

$$\frac{P_\varphi}{R_z} = \varphi_p = \frac{M_\varphi}{r_\partial R_z} - \frac{a}{r_\partial} < \varphi,$$

где φ_p — коэффициент сцепления, подсчитанный по тяге.

Данное соотношение справедливо для буксующего колеса, а для полностью заблокированного колеса $\varphi_p = \varphi$.

Известно¹, что коэффициент трения определяется зависимостью

$$f_{mR}^p = A \frac{S_\phi}{G_k} + B,$$

где A и B — приведенные коэффициенты, зависящие от молекулярных и физических свойств шины и дороги;

S_ϕ — фактическая площадь контакта;

G_k — нормальная нагрузка.

Площадь фактического контакта можно принять пропорциональной действительной площади, которая равна произведению насыщенности рисунка протектора j на контурную площадь контакта F .

Тогда

$$f_{mR}^p = \frac{A}{G_k} k j F + B.$$

Сила сцепления равна

$$T_\varphi = \int_F \left(\frac{A}{G_k} k j F + B \right) q dF.$$

Для решения полученного уравнения необходимо знать зависимость коэффициентов A и B от площади контакта.

В общем случае сила сцепления колеса с сухой твердой и ровной опорной поверхностью зависит от контурной площади контакта, насыщенности рисунка протектора, нагрузки на колесо, молекулярных и механических свойств шины и дороги.

При качении колеса по деформируемой поверхности дело обстоит гораздо сложнее, так как деформируется не только шина, но и дорога.

Схема качения эластичного колеса по деформируемой поверхности приведена на рис. 2.

Момент, подведенный к колесу, уравновешивается трением контактирующей поверхности шины о грунт и сопротивлением грунта сразу выступами рисунка протектора.

$$M_\varphi = \int_{F_{bl}} |\tau(x, y)| \rho(x, y) dF + \sum_{i=1}^m |\bar{T}_{cpi}| \rho_i, \quad (2)$$

где $\tau(x, y)$ — удельная касательная сила трения шины о грунт;

$\rho(x, y)$ — расстояние от оси колеса до направления действия силы τ ;

F_{bl} — поверхность выступов рисунка протектора;

¹ И. В. Крагельский. Молекулярно-механическая теория трения. «Труды Второй Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах», т. III, Изд-во АН СССР, 1949.

\bar{T}_{cpi} — реактивная сила среза грунта i -ым грунтозацепом;
 ρ_i — расстояние от оси колеса до направления действия силы \bar{T}_{cpi} ;
 m — число грунтозацепов, находящихся в контакте.

Так как функцию $\rho(x, y)$ можно считать непрерывной, а $|\tau_{xy}(x, y)|$ — знакопостоянной, применима обобщенная тео-

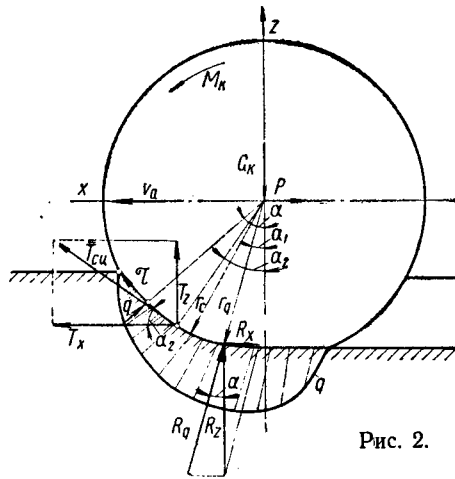


Рис. 2.

рема о среднем для определенного интеграла первого слагаемого уравнения (2), т. е.

$$\int_{F_{bl}} |\bar{\tau}(x, y)| \rho(x, y) dF = r_c \int_{F_{bl}} |\bar{\tau}(x, y)| dF,$$

где r_c — значение функции $\rho(x, y)$ в какой-то средней точке области ее значений (если считать поверхность контакта симметричной относительно продольной плоскости колеса, то средняя точка лежит в этой продольной плоскости).

Так же обстоит дело и со вторым слагаемым формулы (2), т. е. существует такое значение функции $\rho_i(x, y)$ в какой-то средней точке, что выполняется равенство

$$\sum_{i=1}^m |\bar{T}_{cpi}| \rho_i = r_T \sum_{i=1}^m |\bar{T}_{cpi}|.$$

В итоге для подведенного к колесу момента получим

$$M_k = r_c \int_{F_{bl}} |\bar{\tau}(x, y)| dF + r_T \sum_{i=1}^m |\bar{T}_{cpi}|.$$

Это выражение также может быть преобразовано.

$$M_k = r_c \left[\int_{F_{bl}} |\bar{\tau}(x, y)| dF + \sum_{i=1}^m |\bar{T}_{cpi}| \right], \quad (3)$$

где r_c — значение некоторой функции $\rho'(x, y)$, являющейся средней величиной двух функций $\rho(x, y)$ и $\rho_i(x, y)$, в некоторой средней точке продольной плоскости колеса.

Величину r_c назовем силовым радиусом. Второй множитель уравнения (3) представляет собой силу T_{cq} сцепления колеса с грунтом. Тогда

$$\varphi = \frac{T_{cq}}{\cos(\alpha_2 - \alpha_1) R_q} = \frac{M_k}{r_c R_q \cos(\alpha_2 - \alpha_1)},$$

где R_q — равнодействующая эпюры удельных давлений, нормальных к поверхности деформированной шины;

$\cos(\alpha_2 - \alpha_1)$ — учитывает неперпендикулярность равнодействующих R_q и T_{cq} .

Вертикальная реакция грунта определится из условия равновесия проекции всех сил на ось z.

В случае небольшого изменения кривизны криволинейной поверхности контакта ее величина выразится

$$R_z \approx G_k - T_{cq} \sin \alpha_2.$$

Выражение для коэффициента сцепления примет окончательный вид

$$\varphi = \frac{M_k \cos \alpha_1}{\cos(\alpha_2 - \alpha_1) (G_k r_c - M_k \sin \alpha_2)}. \quad (4)$$

Проекция T_x силы сцепления на ось x равна сумме сил R_x , обусловленной сопротивлением грунта сдвигу в направлении движения колеса, и свободной силе P на его оси. Свободная сила на оси колеса равна

$$P = \int_F |\bar{\tau}| \cos \alpha dF - R_x = T_{cq} \cos \alpha_2 - R_x.$$

Приняв $\cos \alpha_2 = \cos \alpha_1$, получим

$$P = T_{cq} \cos \alpha_1 - R_x.$$

В таком случае коэффициент сцепления, определяемый по силе тяги на оси колеса,

$$\varphi_p = \frac{P}{G_k}.$$

Разность между коэффициентами сцепления по моменту и свободной силе на оси колеса будет

$$\varphi - \varphi_p = \frac{T_{cq} \cos \alpha_1}{\cos(\alpha_2 - \alpha_1) (G_k - T_{cq} \sin \alpha_2)} - \frac{T_{cq} \cos \alpha_1}{G_k} + \frac{R_x}{G_k} = \frac{T_{cq} \cos \alpha_1}{G_k} \left[\frac{G_k}{(G_k - T_{cq} \sin \alpha_2) \cos(\alpha_2 - \alpha_1)} - 1 \right] + \frac{R_x}{G_k}.$$

Эта разность увеличивается с увеличением глубины погружения колеса в грунт и может достигать большой величины (рис. 3).

На рис. 3 приведены опытные данные, полученные при испытании шины Я-170 размером 1140×700 на мягком грунте (пахоте). С увеличением давления воздуха в шине p_w (увеличение

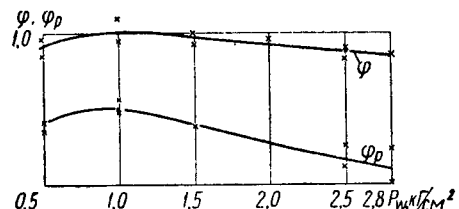


Рис. 3.

глубины колен) возрастает разность между коэффициентом сцепления, подсчитанным по моменту и силе тяги.

Для практических расчетов при определении коэффициентов сцепления возникает необходимость в подсчете координат точки приложения силы сцепления T_{cq} и равнодействующей R_q эпюры удельных нормальных давлений к поверхности давлений. Точное определение этих величин связано с большими трудностями решения дифференциальных систем уравнений поверхности деформированной шины.

Рассмотрим приближенную схему подсчета силового радиуса r_c .

Считаем, что сопротивление грунта вдавливанию подчиняется степенной зависимости $q_z = q_0 z^{\beta_1}$, а эпюра удельных сил трения и сил среза грунта линейно зависит от удельных нормальных давлений q_p .

В этом случае можно принять, что точка приложения равнодействующей силы сцепления T_{cq} совпадает с точкой приложения равнодействующей эпюры нормальных удельных давлений R_q , т. е. $\alpha_2 = \alpha_1$. Предполагается, что радиальная деформация λ_α (рис. 4) в каждой точке поверхности контакта шины пропорциональна углу $\alpha_p + \beta_1 - \alpha$, т. е. $\lambda_\alpha = k(\alpha_p + \beta_1 - \alpha)$.

Коэффициент пропорциональности k можно выразить через деформацию шины λ_{β_1} в точке, соответствующей углу β_1 (рис. 4),

$$\lambda_{\beta_1} = k \alpha_p$$

$$k = \frac{\lambda_{\beta_1}}{\alpha_p}$$

Отсюда

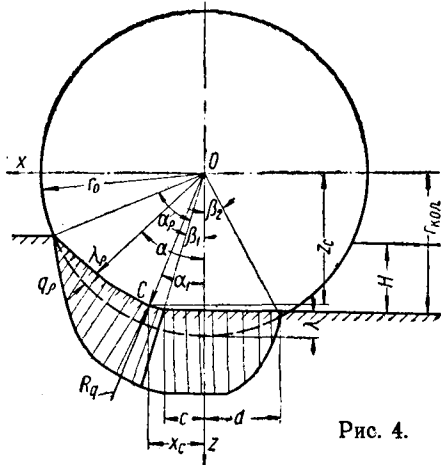


Рис. 4.

Согласно рис. 4, получим

$$\lambda_{\beta_1} = r_0 - \frac{r_{кол}}{\cos \beta_1}$$

и

$$\lambda_{\alpha} = \left(r_0 - \frac{r_{кол}}{\cos \beta_1} \right) \left(1 - \frac{\alpha - \beta_1}{\alpha_p} \right)$$

Нормальное удельное давление в любой точке поверхности определяется зависимостью

$$q_p = \frac{q_0 z^{\mu}}{\cos \alpha}$$

где α — угол между вертикалью и нормалью к поверхности. Таким образом,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{z}$$

Длину задней плоской части контакта можно с достаточной для практики точностью выразить (исходя из геометрических соотношений) зависимостью

$$d = \sqrt{r_0^2 - r_{кол}^2} \quad (5)$$

Длина передней плоской части контакта согласно опытным данным равна примерно

$$c \approx (0 - 0,4) d \quad (6)$$

В таком случае, угол α_p , соответствующий криволинейной поверхности контакта, определится из выражения

$$\cos(\beta_1 + \alpha_p) = \frac{r_{кол} - H}{r_0} \quad (7)$$

где H — глубина колес. Очевидно,

$$\operatorname{tg} \beta_1 \approx \frac{c}{r_{кол}} \quad (8)$$

Зная координаты эпюры удельных давлений x_c и z_c , которые могут быть вычислены по известным формулам теоретической механики, можно найти значение угла α_1

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{x_c}{z_c} \quad (9)$$

Учитывая принятое допущение о пропорциональности деформации шины углу α , можно для точки c найти деформацию шины λ_c .

$$P_c = \left(1 - \frac{\alpha_1 - \beta_1}{\alpha_p} \right) \left(r_0 - \frac{r_{кол}}{\cos \beta_1} \right)$$

В итоге определим величину силового радиуса

$$r_c \approx r_0 - \lambda_c = r_0 - \left(1 - \frac{\alpha_1 - \beta_1}{\alpha_p} \right) \left(r_0 - \frac{r_{кол}}{\cos \beta_1} \right) \quad (10)$$

Зная значения r_c и учитывая, что $\alpha_1 = \alpha_2$, можно определить величину коэффициента сцепления φ по формуле (4).

Определим величину силового радиуса и коэффициента сцепления для случая качения по мягкой сухой пахоте пневмокатка размером $1200 \times 1200 - 500$ ($r_0 = 600$ мм, $b = 1200$ мм) с нагрузкой 1500 кг при давлении воздуха $0,3$ кг/см².

В процессе испытаний измерялись глубина колес $H = 100$ мм, радиус до дна колес $r_{кол} = 480$ мм, влажность грунта 5% .

Для сухой пахоты $\mu = 1$. Величину β_1 для упрощения примем равной 0 .

Вычислим координаты точки приложения равнодействующих $c(x_c$ и $z_c)$,

$$x_c = \frac{x_1 F_1 + x_2 F_2}{F_1 + F_2} \quad \text{и} \quad z_c = \frac{z_1 F_1 + z_2 F_2}{F_1 + F_2}$$

где x_1 ; z_1 ; F_1 и x_2 ; z_2 ; F_2 — соответственно координаты точек приложения равнодействующих и площади эпюр удельных давлений для криволинейного и прямолинейного участков.

Несложные подсчеты дают приближенную формулу

$$x_c \approx \frac{4}{9} r_0 \sqrt{1 - \left(\frac{r_{кол}}{r_0} \right)^2}; \quad z_c = r_{кол} - \frac{1}{9} H$$

Подставляя числовые данные, получим

$$x_c \approx 160 \text{ мм} \quad \text{и} \quad z_c \approx 468,9 \text{ мм}$$

По формуле (9) определим угол смещения равнодействующей

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{x_c}{z_c} = 0,341 \quad \text{и} \quad \alpha_1 = 0,329 \text{ рад}$$

Определяем величину угла криволинейной зоны α_p по уравнению (7)

$$\cos \alpha_p = \frac{r_{кол} - H}{r_0} = 0,634 \quad \text{и} \quad \alpha_p = 0,884 \text{ рад}$$

В результате определяем числовую величину силового радиуса по формуле (10)

$$r_c = r_0 - \left(1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_p} \right) (r_0 - r_{кол}) \approx 525 \text{ мм}$$

Измеряя подведенный к колесу момент, который в примере был равен $M_k = 620$ кгм при нагрузке на колесо 1500 кг, можно по формуле (4) подсчитать коэффициент сцепления

$$\varphi = \frac{M_k \cos \alpha_1}{G_k r_c - M_k \sin \alpha_1} \approx 0,98$$

Аналитический расчет силы и коэффициента сцепления можно произвести следующим образом.

Согласно формуле (3) и с учетом того, что $\bar{\tau} = f_{mp} |\bar{q}|$ (где f_{mp} — коэффициент трения грунта о грунт или резины о грунт; \bar{q} — нормальное к поверхности давление), получим выражение для силы сцепления

$$|\bar{T}_{сш}| = f_{mp} \int_{F_{dt}} \frac{q_z}{\cos \alpha} \gamma dF + \sum_{i=1}^m |\bar{T}_{срpl}| \quad (11)$$

Первое слагаемое — сила трения шины о грунт (или грунта о грунт), а второе — сила среза грунта.

Используя формулу (4), нетрудно показать, что при некотором приближении величина коэффициента сцепления φ_0 для шины с гладким протектором равна коэффициенту трения резины о грунт f_{mp}^p или грунта о грунт f_{mp}^g .

Таким образом, зная коэффициент сцепления для гладкой шины и определяя опытным путем крутящий момент, подведенный к колесу, можно определить влияние рисунка протектора на сцепные качества шины по следующей формуле:

$$|\bar{T}_{cp}| = \frac{M_k}{r_c} - \varphi_0 \int_{F_{bl}} \frac{q_z}{\cos \alpha} dF. \quad (12)$$

При этом предполагается, что эпюра нормальных давлений определяется эмпирической зависимостью.

Для случая полного буксования колеса будем иметь

$$|\bar{T}_{cq}| = f_{mp} \int_{F_{bl}} \frac{q_z}{\cos \alpha} dF + f_{mp}^2 \int_{F-F_{bl}} \frac{q_z}{\cos \alpha} dF.$$

Если сцепление между частицами грунта меньше коэффициента трения резины о грунт, то в первом приближении сцепление колеса с грунтом будет определяться f_{mp}^2 .

В этом случае получим

$$|\bar{T}_{cq}| = f_{mp}^2 \int \frac{q_z}{\cos \alpha} dF = f_{mp}^2 \frac{G_k}{\cos \alpha_1 + f_{mp}^2 \sin \alpha_1}.$$

При $\alpha_1 = \alpha_2$ коэффициент сцепления согласно формуле (4) будет равен коэффициенту трения грунта о грунт

$$\varphi_2 = f_{mp}^2.$$

Аналогичное явление наблюдается в том случае, когда величина F_{bl} мала сравнительно с общей поверхностью контакта.

Таким образом, определяя коэффициент сцепления для шины с гладким протектором (φ_1), и для шины с широкорасставленными грунтозацепами (φ_2), можно оценить, какой коэффициент трения больше (резины о грунт или грунта о грунт).

Если $\varphi_1 = \varphi_2$, то это значит, что $f_{mp}^p > f_{mp}^g$ и если $\varphi_2 > \varphi_1$, то будем иметь $\varphi_1 = f_{mp}^p$ и $f_{mp}^p < f_{mp}^g$.

В последнем случае коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью будет определяться двумя слагаемыми: трением выступов грунтозацепов (резины) о грунт и трением грунта о грунт.

На увлажненных опорных поверхностях трение резины о грунт намного меньше, чем грунта о грунт. Этим и объясняется значительно меньшая величина коэффициента сцепления у шин с гладким рисунком протектора по сравнению с шинами, имеющими малонасыщенный рисунок протектора (рисунок повышенной проходимости). При глубоком расположении твердого подстилающего слоя на коэффициент сцепления больше влияет насыщенность рисунка протектора, чем высота грунтозацепов. Уменьшение насыщенности рисунка протектора приводит в этом случае к увеличению коэффициента сцепления.

Рассмотрим второе слагаемое уравнения (11), стоящее в скобках, представляющее собой силу зацепления шины с грунтом

$$|\bar{T}_{cp}| = \sum_{i=1}^m |\bar{T}_{cp} i|.$$

Расчет произведем для вездеходного рисунка протектора «косая елка» (практически расчет применим для любого рисунка этого типа).

Из рис. 5 видно, что

$$|\bar{T}_{cp}| = \int_{F'_i + F''_i} |\bar{\tau}_{cp}| dF,$$

где F'_i — площадь срезаемого грунта между двумя грунтозацепами в плане (2);

F''_i — поверхность среза грунта торцами грунтозацепов (1).

Из механики грунтов известна зависимость между удельными силами сдвига и нормальными давлениями в грунте

$$|\bar{\tau}_{cp}| = c + f_g q_z,$$

где c — величина сцепления между частицами грунта;
 f_g — коэффициент внутреннего трения грунта.

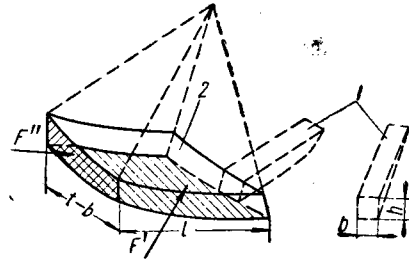


Рис. 5.

Число грунтозацепов m , находящихся в контакте, можно определить следующим образом.

Из рис. 6 следует, что

$$m_0 = \frac{a_0 r_{cp} + d}{t}.$$

За m следует принимать ближайшее к m_0 целое число. Тогда максимальная сила зацепления грунтозацепов с опорной поверхностью выразится так:

$$|\bar{T}_{cp}| = \sum_{i=1}^m \int_{F'_i + F''_i} |\bar{\tau}_{cp}| dF = \sum_{i=1}^m \left[\int_{F'_i + F''_i} c dF + f_g \int_{F'_i + F''_i} q_z dF \right],$$

или

$$|\bar{T}_{cp}| = c (F + F_h - F_{bl} - F_{bh}) + f_g \sum_{i=1}^m \int_{F'_i + F''_i} q_z dF, \quad (13)$$

где F — общая поверхность контакта;
 F_h — общая поверхность боковой части (торцов) грунтозацепов и грунта, заключенного между ними;

$F_{bl} \approx 2mb$ — общая поверхность выступов рисунка протектора;

$F_{bh} \approx 2mbh$ — боковая поверхность всех грунтозацепов.

Обозначим $F + F_h - F_{bl} - F_{bh}$ через ΔF .

Тогда в общем случае, подставляя выражение (13) в формулу (11) и разрешая полученное уравнение относительно силы сцепления T_{cq} , получим

$$T_{cq} = f_{mp} \int_{F_{bl}} \frac{q_z}{\cos \alpha} dF + c \Delta F + f_g \sum_{i=1}^m \int_{F'_i + F''_i} q_z dF. \quad (14)$$

Величину $\sum_{i=1}^m \int_{F'_i + F''_i} q_z dF$ можно, очевидно, представить в следующем виде:

$$\sum_{i=1}^m \int_{F'_i + F''_i} q_z dF = \int_F q_z dF + \int_{F_h} q_z dF - \int_{F_{bh}} q_z dF - \int_{F_{bl}} q_z dF,$$

где

$$\int_F q_z dF \approx R_z = G_k - T_{cq} \sin \alpha_2.$$

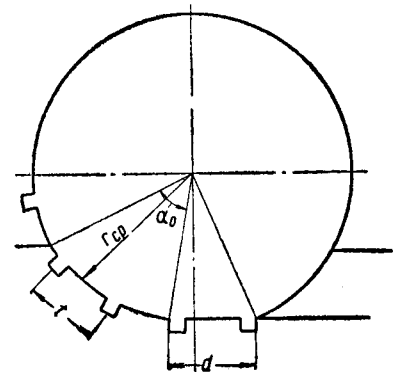


Рис. 6.

Если F_{bl} и F_{bh} малы по сравнению с общей поверхностью контакта, то можно пренебречь трением шины о грунт, и в этом случае сила сцепления будет равна силе среза, т. е.

$$T_{cu} = T_{cp} = \frac{1}{1 + f_{\theta} \sin \alpha_2} \left[c(F + F_h) + f_{\theta} \left(G_k + \int_{F_h} q_z dF \right) \right]. \quad (15)$$

Исходя из изложенного, можно вывести формулы для аналитического подсчета коэффициентов сцепления.

Для общего случая

$$\varphi = \frac{\left(f_{mp} \int_{F_{bl}} \frac{q_z}{\cos \alpha} dF + c\Delta F + f_{\theta} \sum_{i=1}^m \int_{F'_i + F''_i} q_z dF \right) \cos \alpha_1}{\left[G_k - \left(f_{mp} \int_{F_{bl}} \frac{q_z}{\cos \alpha} dF + c\Delta F + f_{\theta} \sum_{i=1}^m \int_{F'_i + F''_i} q_z dF \right) \times \sin \alpha_2 \right] \cos (\alpha_2 - \alpha_1)}. \quad (16)$$

Для приближенных расчетов (при $T_{cu} \approx T_{cp}$)

$$\varphi \approx \frac{\left[c(F + F_h) + f_{\theta} G_k + f_{\theta} \int_{F_h} q_z dF \right] \cos \alpha_1}{\left\{ G_k - \left[c(F + F_h) + f_{\theta} \int_{F_h} q_z dF \right] \sin \alpha_2 \right\} \cos (\alpha_2 - \alpha_1)}. \quad (17)$$

Формулу (17) можно использовать при расчете коэффициентов сцепления для арочных шин с широко расставленными грунтозацепами.

Пренебрегая F_h и считая, что $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 0$ (для небольшой глубины колеи), получим формулу для ориентировочных подсчетов коэффициентов сцепления

$$\varphi \approx c \cdot \frac{F}{G_k} + f_{\theta}. \quad (18)$$

Выводы

1. На твердых опорных поверхностях не существует разницы в определении коэффициентов сцепления по моменту или силе тяги в случае полного скольжения колеса.

2. Коэффициент сцепления буксующего колеса, рассчитанный по силе тяги на оси его, меньше истинного коэффициента сцепления (рассчитанного по моменту) на величину, обусловленную сопротивлением качению.

3. На мягких грунтах истинная величина коэффициента сцепления должна определяться по величине момента, подведенного к оси колеса [по формуле (4)]. Для его определения необходимо знать форму и вид деформированной поверхности шины в контакте, свойства грунта, нагрузку на колесо и величину подведенного к оси колеса момента.

4. Коэффициент сцепления по тяге может на мягких грунтах существенно отличаться от коэффициента сцепления, определенного по моменту.

5. Для шин с сильно развитыми грунтозацепами сцепление определяется в основном силами среза, для насыщенных рисунков протектора — силами трения шины о грунт или грунта о грунт.

6. С увеличением диаметра колеса уменьшается составляющая силы сцепления, расходуемая на деформацию грунта (уменьшаются углы α_1 и α_2).

7. В случае качения шины с широко расставленными грунтозацепами по мягкому грунту величина коэффициента сцепления линейно зависит от отношения площади поверхности контакта к нагрузке на колесо.

Улучшение очистки масла центрифугой с дополнительным магнитным сепаратором

С. М. ГОЛЬДФЕЛЬД, А. М. ВАЙСБУТ

Одесский электротехнический институт связи

На двигателях внутреннего сгорания, особенно на двигателях с воспламенением от сжатия, большое применение получила центробежная очистка масла реактивной центрифугой, используемой в качестве единого полнопоточного фильтра. Малое и стабильное гидравлическое сопротивление центрифуги, меньший износ деталей определили быстрое распространение этого типа фильтра. Вместе с тем данные о характере износа некоторых наиболее ответственных деталей кривошипного механизма при очистке масла центрифугой указывает на необходимость и возможность дальнейшего совершенствования этого типа фильтрации главным образом путем применения дополнительного фильтра.

Наиболее сильно изнашиваются сопряжения: коленчатый вал — подшипники и поршень — цилиндр. При этом характер износа в карбюраторных двигателях, особенно в сопряжении вал — подшипники, отличается от характера износа этого же сопряжения в двигателях с воспламенением от сжатия.

Интенсивность коррозионных поражений поверхностей бронзовых вкладышей дизелей при центробежной очистке резко снижается. Это сочетается с ослаблением вымывания свинцовистой составляющей сплава подшипников и более длительным сохранением первоначальных механических свойств поверхности. При исследованиях в тракторах ДТ-54 с реактивной центрифугой в качестве антифрикционного материала для вкладышей применялась свинцовистая бронза СБ-30, залитая на стальной основе.

Срок работы этих подшипников до появления внешних коррозионных повреждений увеличился почти в 3 раза — 2100—2300 час. вместо 750—850 час. при фильтрах поверхностного типа.

Увеличение срока службы подшипников двигателей с воспламенением от сжатия, оборудованных реактивной центрифугой, обусловлено возросшим при этих условиях защитным действием масляной пленки. Высокая степень дисперсности механических примесей в масле, в частности углеродистых частиц, определяет это защитное действие.

Коррозионный износ медносвинцовистых поверхностей начинается только после образования на них окисла металла. До тех пор, пока на поверхности свинцовистой бронзы не образовался окисел, коррозионного разрушения не происходит. Масляная пленка со значительным содержанием мельчайших углеродистых частиц защищает медносвинцовистую поверхность от непосредственного контакта с окислителями, находящимися в масле: кислородом, водой и пироксидами. Этим и определяется значительное увеличение в производственных условиях срока службы подшипников и коленчатых валов дизелей тракторов, оборудованных реактивной центрифугой.

Несколько иной характер носит износ баббитовых подшипников автомобильных карбюраторных двигателей. В Одесском электротехническом институте были проведены исследования на семи двигателях автомобилей УралЗИС-355М, работающих в обычных условиях эксплуатации.

Как известно, на автомобильных карбюраторных двигателях реактивная центрифуга в качестве масляного фильтра начала устанавливаться заводами позже, чем на двигателях тракторов. Однако наблюдения за работой этих двигателей в течение четырех лет и данные лабораторных исследований дают основания для некоторых выводов.

Износ шатунных и коренных шеек вала и на этих двигателях при наличии центрифуги ниже, чем при фильтрах поверх-

ностного типа, в том числе при фильтре тонкой очистки АСФО. Однако эффективность этого нового способа фильтрации на карбюраторных двигателях ниже, чем на двигателях с воспламенением от сжатия. Так, например, средний износ шатунных шеек на двигателях автомобилей УралЗИС-355М после пробега 30 000 км составил: 17 мк при центрифуге и 37 мк при фильтрах тонкой очистки АСФО. Износ коренных шеек после указанного пробега соответственно равнялся 15 и 33 мк. Интенсивность износа шеек вала уменьшилась примерно в 2 раза, в то время как на дизелях, оборудованных центробежными фильтрами, интенсивность износа снизилась почти в 3 раза. Это объясняется особенностями характера износа поверхности баббитовых подшипников. Увеличение зазора в сопряжении вал—баббитовые подшипники происходит, как известно, в результате истирания баббита и износа шейки вала. Проникновение абразивов в баббитовую поверхность вкладыша ускоряет износ вала. Удаление из масла даже мельчайших частиц металлической пыли и окиси кремния в этих двигателях является особенно существенным.

Опыт работы показывает, что при центробежной очистке масла в карбюраторных двигателях износ этого сопряжения хотя значительно замедлен, но характер его остается тем же. Антифрикционные свойства поверхности баббита с течением времени при центробежной очистке, так же как и при других способах фильтрации, снижаются.

Это объясняется тем, что часть поверхности баббита насыщается абразивными включениями.

Так, на автомобилях после пробега 15 000 км загрязненные участки поверхности на вкладышах шатунных подшипников составляли 0,17% от всей их площади. После пробега 30 000 км загрязненная площадь возросла до 0,21% и достигла 0,27% после пробега 80 000 км. Химический анализ стружки баббита, снятой с поверхности подшипника, показал, что среди загрязнений частицы железа составляли 1,87%, а частицы окиси кремния 2,17% от всего веса снятой стружки. Очевидно, что в данном случае повышенный износ шатунных шеек неизбежен. Это означает, что при применении современной центрифуги можно только до известной степени снизить износ сопряжения вал—баббитовые подшипники.

Не менее существенен и другой недостаток центробежной очистки масла. Ухудшаются условия работы поршневых колец, в особенности маслосъемной группы. Уже после пробега 10 000—15 000 км наблюдается на автомобильных двигателях с центрифугами повышенный угар масла.

Так, если на двигателях с фильтрами типа АСФО расход масла на угар составлял 1,12% от всего расхода топлива, то на двигателях с центрифугами он возрос до 1,77%. Повышение расхода масла на угар вызывается более быстрым перекрытием прорезей маслосъемных колец отложениями. Степень износа поршневых колец, компрессионных и маслосъемных, оказалась к этому моменту, как видно из табл. 1, небольшой — значительно ниже, чем на автомобилях со щелевыми фильтрами и фильтрами типа АСФО.

Таблица 1

Тип фильтрации масла	Продолжительность работы в часах	Пробег в км	Износ колец (потери веса в % к первоначальному)
Фильтр грубой очистки — щелевой и фильтр тонкой очистки типа АСФО	297	14 177	5,11
Полнопоточная реактивная центрифуга	296	14 080	8,77

Более быстрое загрязнение прорезей маслосъемных колец с последующим их перекрытием при центробежной очистке масла определяется особенностями самого типа фильтрации. Как известно, при центробежной очистке масла снижение износа некоторых деталей двигателя обусловлено высокой степенью дисперсности мельчайших примесей в масле и резким уменьшением числа крупных абразивных частиц загрязнения.

Суммарное количество мельчайших частиц, остающихся в масле, при центробежной очистке значительно выше, чем при других типах фильтрации. Это зависит от того, что размеры отдельных органических частиц в этом масле ниже, чем при любом другом типе фильтрации. Так, например, при центробежной очистке органические частицы в масле практически не превышают 3,5—4 мк при преобладании в нем частиц до 1 мк.

В масле после фильтрации щелевым и бумажным фильтром остаются органические частицы размером не менее 6,5—7 мк. Доля крупных частиц в этом случае возрастает по мере увеличения степени загрязненности фильтра тонкой очистки, т. е. с увеличением его гидравлического сопротивления. Кроме того, после фильтрации центрифугой в масле остается некоторое количество карбондов и карбенов, улавливаемых обычно полностью фильтрами тонкой очистки поверхностного типа. Мельчайшие органические частицы, откладываясь на прорезях маслосъемных колец, быстро их переключают. Ухудшение дренажного действия маслосъемных колец ведет не только к повышению расхода масла на угар, но и ускоряет износ поршневой группы. Сильное отложение нагара в результате интенсивной перекачки масла в камеру сгорания неизменно приводит к перегреву двигателя и к износу сопряжения цилиндр—поршень.

Указанные недостатки центробежной очистки масла в карбюраторных двигателях обусловлены особенностями самого процесса центрифугирования. Степень очистки масла в значительной мере зависит от весового количества масла, проходящего через ротор центрифуги за единицу времени, и от скорости осаждения частиц в нем.

Очистка масла улучшается с увеличением расхода масла через ротор только до определенного предела, затем начинает интенсивно проявляться унос ранее уловленных из масляного потока загрязняющих частиц. Скорость осаждения мельчайших примесей на стенках ротора в значительной мере зависит от числа оборотов центрифуги. При реактивном ее приводе основным фактором, определяющим число оборотов ротора, является давление масла. Последнее лимитируется производительностью шестеренчатого насоса, зависящей от его габаритных размеров. Возможности их увеличения при существующей компоновке двигателя ограничены.

Для применяющихся в настоящее время реактивных центрифуг, работающих с числом оборотов 5000—6000 в минуту при давлении масла до 4 кг/см², характерны примерно одни и те же показатели фильтрации. Частицы, загрязняющие масло, при всех условиях в 2—2,5 раза мельче, чем при других методах фильтрации. Общая численность таких мельчайших частиц после очистки масла центрифугой значительно больше и по сравнению с численностью частиц при других методах фильтрации достигает четырехкратного значения.

Таким образом, устранение указанных недостатков центробежной очистки масла возможно путем сочетания центрифуги с дополнительным фильтром. Чтобы выяснить, какой тип фильтра для этого подходит, были проведены испытания двух типов дополнительных фильтров, работавших совместно с реактивной центрифугой: поверхностного фильтра тонкой очистки типа АСФО и магнитного фильтра. Интерес к магнитному фильтру обусловлен составом примесей в масле после фильтрации реактивной центрифугой. При резком преобладании в примесях масла после фильтрации органических составляющих одновременно имеется и мельчайшая металлическая пыль. Это обуславливается тем, что механические примеси не остаются в масле разобшенными. Даже мельчайшие продукты износа, тончайшая металлическая пыль находятся в масле и после центробежной очистки вместе с немагнитными образованиями. Это видно и из анализа отложений в прорезях маслосъемных колец. В отложениях, снятых с забитых дренажных отверстий, металлическая пыль составляла 7,4%, окись кремния 1,7% и сгораемый остаток до 9%.

Часть этой набившейся массы, снятой с прорезей колец, была добавлена к маслу с доведением концентрации этих частиц до 0,67%. Такое масло подвергалось последующей фильтрации на стационарном двухцилиндровом карбюраторном двигателе. При этом испытывались две системы фильтрации: 1) последовательно включенная реактивная центрифуга с параллельно включенным фильтром тонкой очистки типа АСФО; 2) последовательно включенная реактивная центрифуга с параллельно включенным магнитным сепаратором. При этом применялось масло АКп-6 с добавлением отложений, снятых с прорезей маслосъемных колец.

Результаты испытаний приведены в табл. 2.

Результаты фильтрации масла в отношении улавливания мельчайших частиц органических примесей при небольшом содержании металлической пыли количественно примерно одинаковы для обоих вариантов.

Что касается элементарного химического состава улавливаемых частиц и осадка, выделенного уже после фильтрации, то результаты различны. Так, в масле после фильтрации магнитным фильтром металлическая пыль в остатке составила только 0,37% (первоначально ее доля составляла 7,4%). После очист-

Таблица 2

Система фильтрации	Количество примесей до фильтрации в %	Количество примесей после фильтрации в %
Последовательно включенная реактивная центрифуга в сочетании с параллельно включенным фильтром тонкой очистки типа АСФО	0,67	0,281
Последовательно включенная реактивная центрифуга в сочетании с магнитным сепаратором	0,67	0,27

Примечание. Указанное снижение примесей наблюдалось уже после 10 мин. работы двигателя.

ки масла фильтром типа АСФО доля металлической пыли в масле составила 4,7% вместо 7,4% до очистки.

К преимуществам магнитного сепаратора в качестве дополнительного фильтра при центробежной очистке относится также малое извлечение им присадок из масла. Это тем более существенно, что в ближайшие годы выпуск масел с присадками значительно увеличивается. Важнейшим параметром такого масла является величина концентрации присадки, сохраняющаяся в масле в процессе работы двигателя.

Масло Д-8 с присадкой ЦИАТИМ-339, залитое в двухцилиндровый карбюраторный двигатель после 30 час. работы при фильтрации центрифугой в сочетании с магнитным сепаратором, содержало 87% присадки. При фильтрации этого масла на той же установке, но центрифугой в сочетании с фильтром

тонкой очистки типа АСФО после 30 час. работы доля присадки снизилась до 47%.

Отрицательное воздействие фильтров адсорбционного типа на концентрацию присадки в масле уже упоминалось [1].

Столь значительная разница в уменьшении присадки определяется тем, что фильтры поверхностного и адсорбционного типа вместе с асфальто-смолистыми веществами извлекают и присадки. Магнитный сепаратор, удерживая частицы с ферромагнитным ядром, сохраняет в основном в норме присадки в масле.

Таким образом, основной недостаток центробежной очистки масла — чрезмерно большое количество углистых частичек в сочетании с мельчайшими абразивными примесями — может быть значительно ослаблен при включении магнитного сепаратора без нарушения других параметров масла. Следует отметить, что магнитный сепаратор не только уменьшает концентрацию примесей в масле, но и резко снижает размер частиц. Так, если после фильтрации полнопоточной центрифугой ядра примесей до 1 мк составляют до 30%, то после магнитной сепарации число их увеличивается до 80%.

Магнитные фильтры [2] сочетают в себе высокое качество фильтрации с малым гидравлическим сопротивлением. Даже при весьма загрязненном состоянии гидравлическое сопротивление их не превышает 0,25 кг/см².

В настоящее время уже разработаны и конструктивно оформлены некоторые типы магнитных фильтров с большим диапазоном производительности.

ЛИТЕРАТУРА

- Зундем Г. Г., Эксплуатационные свойства масел, Гостоптехиздат, 1957.
- Гольдфельд С. М., Вайсбурт А. М., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 12, 1954.

Влияние стальных поршневых колец на температуру поршня

Канд. техн. наук Б. А. ВЗОРОВ

НАМИ

ПРИ УСТАНОВКЕ стальных витых поршневых колец на двигателе ГАЗ-51 наблюдаются частые случаи интенсивного закоксовывания этих колец. Одной из возможных причин закоксовывания является повышение температуры поршня выше допустимого предела. Вместе с тем на двигателях ЗИЛ, где устанавливаются кольца, отличающиеся конструктивно от указанных выше, подобные явления почти не наблюдаются.

Для исследования использовался двигатель М-20, имеющий те же поршни, что и двигатель ГАЗ-51, но обладающий большей быстроходностью. Температура поршня измерялась по методике, изложенной в работе [1].

Количественная теоретическая оценка влияния материала и конструкции колец на температуру поршня может быть выполнена с использованием уравнений теории теплонапряженности поршней [2].

Приняв данные по стандартному поршню М-20 за исходные, определяли исходное теплосоппротивление стандартного чугунного компрессионного кольца

$$R_{нк} = 0,336 \text{ град. час/ккал.}$$

Стальное витое поршневое кольцо будет обладать теплосоппротивлением $R'_{нк}$. При постоянстве теплопотока, величина которого не зависит от конструкции кольца, перепад температур τ_i между поршнем (t'_n) и стенкой цилиндра (t'_c) в случае применения стального кольца изменится по следующему закону:

$$\frac{\tau_i}{\tau'_i} = \frac{0,336}{R'_{нк}}, \quad (1)$$

где $\tau_i = t'_c - t'_n$; $\tau'_i = t'_c - t'_n$ (со штрихом даны температуры при стальных кольцах).

Эта зависимость изображена графически на рис. 1. Для оценки изменения температуры поршня примем следующие

предположения, упрощающие расчет: 1) температура стенки цилиндра t'_c не изменяется при изменении величины $R_{нк}$; 2) средняя температура поршня в зоне колец примерно на 30%

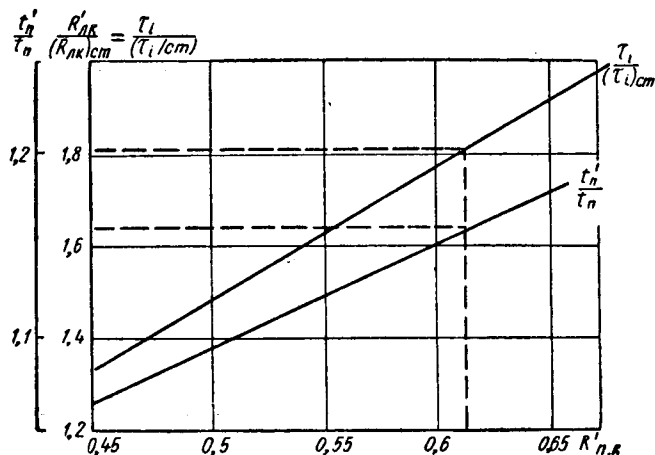


Рис. 1. Теоретическая зависимость температуры поршня от теплосоппротивления колец.

выше средней температуры стенки цилиндра. Принятые допущения позволяют преобразовать уравнение (1)

$$\frac{t'_n}{t'_n} = \frac{0,3 R'_{нк} + 0,366}{0,476}. \quad (2)$$

Графически уравнение (2) изображено также на рис. 1. Это уравнение позволяет оценить влияние теплосоппротивления кольца на температуру поршня.

Уравнения (1) и (2) дают возможность количественно теоретически оценить влияние конструкции и материала колец на температуру поршня двигателя М-20.

В случае установки стальных витых колец во все канавки поршня, включая и верхнюю, увеличивается теплосопrotивление до 0,612 град.час/кал, чему соответствует рост температуры поршня примерно на 16%. Полученные таким образом расчетные теоретические данные для двигателя М-20 проверены экспериментально путем измерения температур поршня. Исследование влияния режима работы двигателя на температуру стандартного поршня с обычными чугунными кольцами показало, что для двигателя М-20 характерно наличие небольших перепадов температур по днищу (~20°) и значительных температур в зоне первого поршневого кольца. Средняя температура у первого кольца (между ее значениями над кольцом и под ним) составляет примерно 260°.

Наличие резкого перепада в температурах над и под первым кольцом объясняется весьма существенным теплоотводом от поршня через верхнее кольцо.

Регулировочные характеристики снимались для стальных витых колец во всех канавках поршня, включая первую, и стальных витых в сочетании с верхним чугунным кольцом (стандартный комплект).

Таблица 1

n в об/мин	Центр днища		Точка над первым кольцом	
	t _n в °C	изменения в %	t _n в °C	изменения в %
3600	$\frac{325}{365}$	12,5	$\frac{300}{340}$	13,5
3000	$\frac{308}{343}$	11,5	$\frac{281}{331}$	18,1
2000	$\frac{267}{304}$	14,5	$\frac{235}{290}$	23,5
1000	$\frac{215}{260}$	21,0	$\frac{196}{245}$	25,0

Примечание. В числителе приведены температуры поршня со стандартными кольцами, а в знаменателе—со стальными витыми, установленными во всех канавках.

Таблица 2

n в об/мин	Центр днища		Край днища		Точка над первым кольцом		Точка под первым кольцом	
	t _n в °C	Изменение в %	t _n в °C	Изменение в %	t _n в °C	Изменение в %	t _n в °C	Изменение в %
3600	$\frac{325}{340}$	4,5	—	—	—	—	—	—
3000	$\frac{308}{320}$	4,0	—	—	$\frac{281}{293}$	4,5	$\frac{230}{247}$	7,5
2000	$\frac{267}{272}$	2,0	$\frac{257}{265}$	3,5	$\frac{235}{242}$	3,0	$\frac{209}{225}$	7,5
1000	$\frac{215}{220}$	2,5	$\frac{208}{216}$	3,5	—	—	$\frac{188}{205}$	9,0

Примечание. В числителе приведены температуры поршня со стандартными кольцами, а в знаменателе—со стальными при верхнем чугунном.

В табл. 1 и 2 сопоставляются полученные в точках перегиба регулировочных характеристик значения температур поршня на четырех скоростных режимах с аналогичными данными при стандартных кольцах

Из табл. 1 видно, что использование стальных витых колец во всех канавках поршня, включая и первую, приводит к резкому росту температур поршня, составляющему в среднем 15—20%, что согласуется с приведенными выше данными теоретического анализа. Температура поршня при этом достигает в центре 365°, что исключает возможность применения стальных витых колец во всех канавках поршня.

В случае применения стандартного комплекта стальных колец (с одним чугунным) температура днища поршня возрастает в среднем примерно на 3,5%. Следовательно, второе поршневое кольцо оказывает некоторое влияние на температуру поршня. Влияние третьего и последующих колец, как известно, очень мало и им можно пренебречь.

Таким образом, стальные витые кольца в стандартном комплекте не вносят существенного изменения в теплонапряженность поршня. При этом следует иметь в виду, что даже отмеченное небольшое увеличение температуры поршня, особенно в зоне колец, где эти температуры и при обычных чугунных кольцах весьма велики, может оказать заметное влияние на износостойкость цилиндрово-поршневой группы. Указанные выше случаи закоксовывания колец ГАЗ-51 при переходе на стальные кольца в известной мере объясняются повышением температурного уровня поршня. Отсутствие подобных фактов на двигателях М-20 объясняется спецификой эксплуатации легковых автомобилей, работающих большую часть времени при неполной мощности, а следовательно, и при пониженной температуре поршня. У двигателей ЗИЛ для грузовых автомобилей, не имеющих, как правило, повышенных износов при переходе на стальные кольца, следует учитывать, что эти кольца имеют меньший зазор в канавках (0,2 мм вместо 0,3 мм) и по четыре сегмента в каждом кольце вместо трех. При этом, как показал теоретический анализ, рост температур поршня практически очень мал.

Результаты проведенных исследований показывают, что изыскание путей снижения температур поршня при установке на нем стальных витых колец имело бы практическое значение.

Известен путь снижения температур в зоне первого компрессионного кольца за счет того, что вся зона поршневых колец на поршне несколько опускается и вместо четырех колец применяется поршень с тремя кольцами (два компрессионных и одно масляеёмное). Увеличение высоты надкольцевого пояса увеличивает теплоотвод в стенки цилиндра от этого пояса, за счет чего температура поршня у первого кольца несколько снижается. Уменьшение числа колец с точки зрения ухудшения теплоотдачи от поршня практического значения не имеет.

При создании форкамерных двигателей подобный метод снижения температур поршня позволил существенно уменьшить заклинивание и пригорание поршневых колец.

Первое компрессионное кольцо форкамерного поршня располагается на уровне второго кольца обычного поршня, в результате чего высота надкольцевого пояса увеличивается с 6,5 до 13 мм. При 1000—2000 об/мин никакого выигрыша в снижении температуры на форкамерном поршне не наблюдается, однако на больших оборотах (3000—3500 об/мин) получается суще-

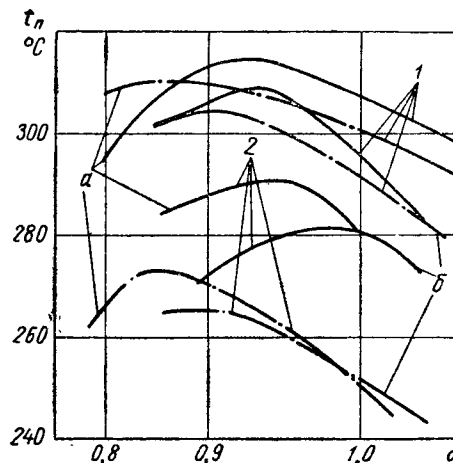


Рис. 2. Снижение температур форкамерного поршня по сравнению со стандартным при стальных кольцах с параметрами ЗИЛ:

а — при n = 3600 об/мин; б — при n = 3000 об/мин; 1 — в центре днища; 2 — у первого поршневого кольца.

ственный выигрыш. Так, при 3500 об/мин температура в центре днища стандартного поршня составляет 325° , а форкамерного 313° , у края днища стандартного 300° , а форкамерного 284° . Следовательно, на полных нагрузках температура форкамерного поршня в зоне колец в среднем на 6% ниже, чем стандартного.

Полученные результаты объясняются тем, что лишь с большими оборотами, соответствующими высокому температурному уровню поршня, возможен выбор зазора верхнего пояса поршня, при котором может происходить непосредственная теплоотдача от этого пояса в стенки цилиндра. Естественно, что с малыми оборотами, когда термическое расширение поршня невелико, этого эффекта ожидать нельзя.

Для того чтобы полученный эффект по возможности сохранить в случае установки на форкамерный поршень стальных витых поршневых колец, были использованы параметры колец ЗИЛ, т. е. число сегментов во втором компрессионном кольце было увеличено с трех до четырех и зазор снижен с 0,3 до 0,2 мм. Оба эти фактора, как уже отмечалось, способствуют

уменьшению величины теплосопротивления второго компрессионного кольца. В верхней канавке (по стандарту) было оставлено обычное чугунное кольцо.

На рис. 2 сопоставлены изменения температуры поршня в зависимости от коэффициента избытка воздуха α . В этом случае температуры поршня в зоне верхнего поршневого кольца сохранились такими же, как и при форкамерном поршне со стандартными чугунными кольцами. Снижение температур на форкамерных поршнях со стальными кольцами с параметрами, принятыми на Московском автозаводе имени Лихачева, составляет около 6% по сравнению со стандартными поршнями. Предложенный способ позволяет существенно облегчить работу верхнего поршневого кольца на двигателях ГАЗ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Адамович А. В., Взоров Б. А., «Автомобильная промышленность» № 4, 1960.
2. Гинцбург Б. Я., Тепловая напряженность поршней двигателей внутреннего сгорания, Труды НИЛД № 6, Углетехиздат, 1958.

Влияние микрогеометрии деталей на их износ

Канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ

Горьковский автозавод

НА ОСНОВАНИИ исследований и практики опровергнуто представление о необходимости для снижения износа наибольшей исходной чистоты поверхности независимо от материала трущихся пар, воспринимаемых нагрузок, скоростей скольжения и других факторов. За последние годы, кроме того, установлено особое значение с точки зрения приработки и износа деталей, первоначального направления следов механической обработки.

Отсутствие обобщенных данных о влиянии микрогеометрии на износ в реальных машинах является основной причиной различного подхода отечественных и зарубежных инженеров автомобильных предприятий к назначению исходной шероховатости трущихся поверхностей деталей. Так, некоторые американские фирмы производят отделку цилиндров так, чтобы исходная чистота поверхности $НСК=0,08 \div 0,20$ мк (Паккард и др.), а фирма Студебекер считает наиболее целесообразным предел исходных значений $НСК=0,33 \div 0,68$ мк; фирмы Крайслер и Роллс-Ройс являются сторонниками доведения чистоты шеек коленчатого вала до $НСК=0,05$ мк, а фирма Бюик считает наиболее выгоднейшей исходную чистоту шеек в пределах $НСК=1,0 \div 1,5$ мк.

Такие же значительные расхождения наблюдаются в назначении исходной микрогеометрии поршневых колец, поршневых пальцев и поверхностей трения других деталей.

На Горьковском автозаводе исходная микрогеометрия деталей определяется верхним допускаемым пределом согласно заводской инструкции И-326, составленной по ГОСТу 2789-51, а также по ГОСТам на отдельные детали.

Чтобы получить объективные данные о влиянии исходной микрогеометрии деталей на износ и установить рациональные с точки зрения износостойкости и производственной целесообразности задаваемые значения микрогеометрии, на Горьковском автозаводе проведены исследования пятидесяти двигателей различных моделей: ГАЗ-69, ГАЗ-51, М-21 и ГАЗ-13.

Программой исследований были предусмотрены три основных этапа работ: определение средних значений микрогеометрии приработанных деталей; определение влияния исходной микрогеометрии деталей на приработку или начальный износ; определение влияния исходной микрогеометрии деталей на установившийся износ.

Влияние на износ следов обработки при этих исследованиях не изучалось. Чтобы оценить влияние исходной микрогеометрии на начальный износ, детали для опытных двигателей подбирались по определенным сочетаниям чистоты поверхностей.

Чистота поверхностей измерялась до обкатки двигателей перпендикулярно направлению следов механической обработки, а после обкатки и испытаний — перпендикулярно направлению следов приработки. Измерения чистоты большинства поверхностей производились с помощью профилометра КВ-7 типа 740, изготовленного на Горьковском автозаводе. Чистота

поверхностей вкладышей подшипников коленчатого вала и втулок распределительного вала определялась методом слепков. Измерениям подвергались поверхности трения зеркала цилиндров, юбки поршней, наружной цилиндрической поверхности нижних компрессионных поршневых колец, бобышек, поршней, втулок верхних головок шатунов, шеек коленчатого вала, вкладышей подшипников шатунного вала, опорных шеек и втулок распределительных валов, стержней и направляющих втулок впускных и выпускных клапанов, стержней и направляющих толкателей, тарелок толкателей и кулачков распределительного вала.

Первый этап исследований сводился к измерению микрогеометрии деталей, полностью приработанных в процессе 100-часовых режимных стендовых испытаний двадцати серийных двигателей различных моделей Горьковского автозавода.

Испытания проводились на веретенном масле 3 по следующему цикловому режимам: полная нагрузка при 1800 и 2500 об/мин за 2 часа, холостой ход при 1000 об/мин за 30 мин., полная нагрузка при 3000 об/мин за 30 мин.

В результате испытаний установлено, что микрогеометрия хорошо приработанных поверхностей деталей независимо от исходных значений и различия моделей двигателей ограничивается некоторыми сравнительно узкими пределами. Последние характеризуют оптимальные в отношении приработки значения микрогеометрии трущихся поверхностей деталей. Придание этих значений чистоты поверхностей деталям в качестве исходных при условии отсутствия значительных макропогрешностей и деформаций может способствовать значительному сокращению процесса приработки сопряжений.

Во втором этапе исследований устанавливались характер и динамика процесса приработки деталей по изменению величин микрошероховатостей и определялось влияние исходной микрогеометрии на начальный износ. Эти исследования в основном были ранее освещены в печати¹.

При анализе характера и динамики приработки деталей было установлено, что кратковременной (45-минутной) заводской обкаткой двигателей на холостом ходу достигается лишь некоторое незначительное приближение микрогеометрии деталей к ее оптимальным значениям.

В большинстве случаев оптимальная микрогеометрия устанавливается после завершения макрогеометрической приработки поверхностей трения, осуществляемой в процессе 65—100-часовых режимных испытаний двигателей. Результаты произведенных измерений не выявили никакой закономерной зависимости начального износа от исходных значений $НСК$, принятых в условиях производства. Значительное превышение верхнего предела этих значений, однако, вызывало задиры на некоторых поверхностях трения и их преждевременный износ.

¹ Гурвич И. Б., Белякова Н. Б., Крымов С. И., «Вестник машиностроения» № 9, 1957.

Третьим и завершающим этапом исследований явились 400-часовые стендовые испытания пяти двигателей М-21 и ГАЗ-51 по режимам ГОСТа 491-55 и длительные дорожные испытания на автомобилях трех двигателей ГАЗ-51. В процессе стендовых и дорожных испытаний производилась неоднократная разборка двигателей для измерения микрогеометрии и износа поверхностей трения. Такая методика исследований связана с возникновением погрешностей, вызываемых повторной приработкой сопряжений. Для практических целей, однако, она вполне применима как средство наблюдения за характером изменения микрогеометрии поверхностей и для оценки установившегося износа. Полученные результаты показали почти одинаковый характер изменения чистоты поверхностей большинства деталей при стендовых и дорожных испытаниях двигателей.

При этом отмечено, что изношенные поверхности некоторых деталей приобретают новые значения микрогеометрии, несколько отличные от тех, которые были зафиксированы после 100-часовой приработки сопряжений. Последнее объясняется продолжением периода сглаживания макронеровностей, а также влиянием некоторых неизученных факторов, сопровождающих процесс изнашивания деталей.

Определить зависимость установившегося износа от исходной микрогеометрии деталей при удовлетворительной приработке сопряжений не представилось возможным. Повышенный износ наблюдался в случае заглаживания задиров, возникших в результате одновременного сочетания деталей с недопустимо завышенной исходной шероховатостью трущихся поверхностей.

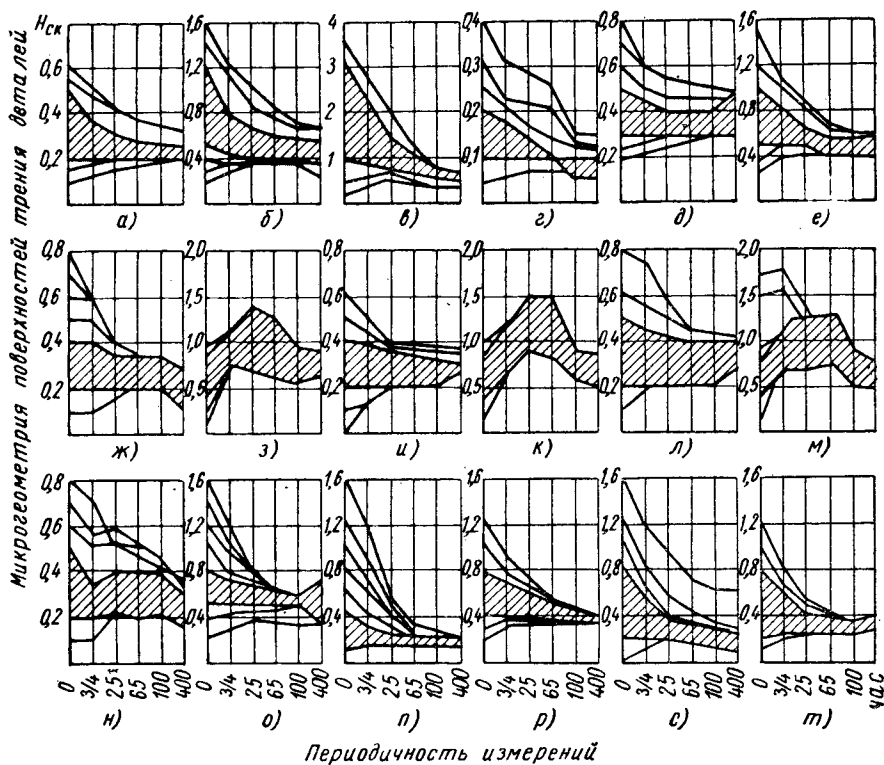
Средние результаты 400-часовых стендовых испытаний двигателей даны на диаграммах (см. рисунок). Левая часть каждой из диаграмм соответствует исходным значениям микрогеометрии деталей, изменяющимся в процессе испытаний двигателей. Заштрихованная зона характеризует значения микрогеометрии, гарантирующие при прочих равных условиях хорошую приработку рассматриваемой поверхности детали. Кривые, расположенные выше заштрихованной зоны, определяют те значения микрогеометрии, при которых на некоторых поверхностях возникали очаги задиров, заглаженных при последующей работе. В некоторых случаях они вызывали повышенный износ. Значения шероховатостей, расположенные ниже заштрихованной зоны, не вызывали задиров, но их назначение экономически не оправдано, поскольку при последующей работе наблюдалось не улучшение, а ухудшение чистоты в сравнении с исходной чистотой.

Приведенные диаграммы характеризуют постепенное стремление большинства поверхностей трения к уменьшению шероховатостей, но интенсивность этого процесса различна. Так, приработка поршней и поршневых колец осуществляется интенсивнее, чем приработка зеркала цилиндров. Это и определяет необходимость относительно более грубой поверхности этих деталей в сравнении с цилиндром, что при хорошей макрогеометрии ускоряет достижение герметичности сопряжения.

Изменение микрогеометрии вкладышей подшипников коленчатого вала и втулок распределительного вала отличается от изменения микрогеометрии других поверхностей. Ухудшение чистоты поверхностей этих деталей в процессе приработки может быть объяснено значительным поглощением рабочими поверхностями продуктов начального износа. В дальнейшем наблюдается обычное заглаживание неровностей и показатели чистоты становятся близкими к исходным.

По результатам исследований возможно выявить рациональные с точки зрения приработки и экономической целесообразности пределы исходной микрогеометрии основных поверхностей трения деталей различных моделей двигателей Горьковского автозавода. Эти значения (см. таблицу) могут быть распространены также на двигатели других моделей, основные параметры и показатели которых сходны с параметрами и показателями двигателей, исследованных при проведении данной работы.

Следует отметить, что значения микрогеометрии и износа имеют волнистость и макронеровности поверхностей трения деталей. Это влияние практически неощутимо. Следует полагать, что значительно большее значение в отношении износа имеют волнистость и макронеровности поверхностей трения деталей.



Средние результаты стендовых испытаний двигателей:

а — зеркало цилиндра; б — юбка поршня; в — поршневое кольцо; г — поршневой палец; д — бобышки поршня; е — втулка шатуна; ж — коренная шейка коленчатого вала; з — вкладыши коренного подшипника; и — шатунная шейка коленчатого вала; к — вкладыши шатунного подшипника; л — шейка распределительного вала; м — втулка распределительного вала; н — стержень клапана; о — направляющая клапана; п — стержень толкателя; р — направляющая толкателя; с — тарелка толкателя; т — кулачок распределительного вала.

Поверхности трения деталей	Допускаемые значения НСК по ГОСТу		Допускаемые значения НСК по инструкции или чертежу		Рациональные значения	
	№ ГОСТа	НСК	НСК	Класс и разряд	НСК	Класс и разряд
Зеркало цилиндра . . .	—	—	0,40	9а	0,2—0,5	8в—9в
Юбка поршня	865—54	1,00	0,80	8а	0,5—1,2	7б—8б
Наружная цилиндрическая поверхность полукольца	864—48	6,30	4,00	5	1,0—3,2	6а—7б
Поршневой палец	776—54	0,16	0,16	10б	0,1—0,2	10а—10в
Бобышка поршня	865—54	0,80	0,50	8в	0,3—0,5	8в—9а
Втулка шатуна	845—54	0,80	0,80	8а	0,5—1,0	7в—8б
Коренная шейка коленчатого вала	4669—54	0,40	0,25	9в	0,2—0,4	9а—9в
Вкладыши коренных подшипников	—	—	0,40	9а	0,4—0,8	8а—8в
Шатунная шейка коленчатого вала	4669—54	0,40	0,25	9в	0,2—0,4	9а—9в
Вкладыши шатунных подшипников	—	—	0,40	9а	0,4—0,8	8а—8в
Шейка распределительного вала	8007—56	0,40	0,40	9а	0,2—0,5	8в—9в
Втулка распределительного вала	—	—	1,6	7а	0,4—0,8	8а—8в
Стержень клапана	1287—57	—	0,25	9в	0,2—0,5	8в—9в
Направляющая клапана	3785—57	3,20	0,80	8а	0,5—0,8	8а—8б
Стержень толкателя	1286—57	—	0,25	9в	0,1—0,4	9а—10в
Направляющая толкателя	—	—	0,80	8а	0,4—0,8	8а—8в
Тарелка толкателя	1286—57	0,63	0,20	10а	0,2—0,8	8а—9в
Кулачок распределительного вала	8007—56	0,63	0,80	8а	0,2—0,8	8а—9в

Таким образом, исходная микрогеометрия деталей прояв-

О динамических нагрузках в трансмиссии автомобиля при автоматизированном управлении коробкой передач

Канд. техн. наук Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ

НАМИ

ПРИ УПРАВЛЕНИИ коробкой передач в трансмиссии автомобиля в связи с изменением скоростного режима могут возникнуть динамические нагрузки.

В случае применения обычной механической трансмиссии величины динамических нагрузок определяются в основном привычками водителя и его квалификацией. При установке на автомобиле автоматической или автоматизированной трансмиссии эти нагрузки могут быть значительно снижены заданным режимом переключения, который может привести к некоторой потере динамики разгона и увеличению работы буксования включающего элемента.

Неправильный выбор режима переключения автоматизированной передачи может вызвать значительный рост динамических нагрузок, возникающих в трансмиссии при изменении ее режима работы, и даже привести к поломкам деталей трансмиссии. Примером значительной динамической перегрузки деталей служит работа автомата переключения передач одного из вариантов гидромеханической трансмиссии АК-5 [1]. Эта трансмиссия имеет четыре передачи (рис. 1).

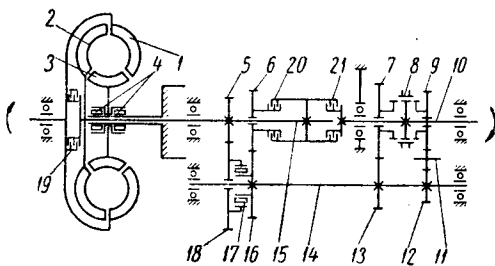


Рис. 1. Схема гидромеханической коробки передач:

1 — насосное колесо гидротрансформатора; 2 — турбинное колесо гидротрансформатора; 3 — реакторное колесо гидротрансформатора; 4 — роликовая муфта механизма свободного хода реактора; 5 — шестерня первой передачи первичного вала; 6 — шестерня второй передачи первичного вала; 7 — шестерня первой и второй передач вторичного вала; 8 — муфта включения (обеспечивает движение вперед, задний ход и нейтраль); 9 — шестерня заднего хода вторичного вала; 10 — вторичный вал коробки передач; 11 — шестерня заднего хода промежуточной; 12 — шестерня заднего хода промежуточного вала; 13 — шестерня первой и второй передач промежуточного вала; 14 — промежуточный вал; 15 — первичный вал; 16 — шестерня второй передачи промежуточного вала; 17 — роликовая муфта механизма свободного хода; 18 — шестерня первой передачи промежуточного вала; 19 — фрикцион блокировки гидротрансформатора; 20 — фрикцион включения второй передачи и заднего хода; 21 — фрикцион включения прямой передачи.

Первая передача представляет собой гидротрансформатор с коэффициентом трансформации на режиме трогания $k_0 = 2,6 \div 2,7$ и последовательно включенный механический редуктор с клиновой муфтой свободного хода.

Вторая передача получается путем включения фрикциона понижающей передачи 20 при работающем гидротрансформаторе.

Для получения третьей передачи выключается фрикцион понижающей передачи 20 и включается фрикцион прямой передачи 21 при работающем гидротрансформаторе.

Четвертая передача образуется путем блокировки гидротрансформатора фрикционом 19 при включении фрикциона прямой передачи 21.

На рис. 2 приведена кривая разгона макета автомобиля с установленной на нем гидромеханической коробкой передач.

Кривая разгона (по времени) системы, оборудованной гидромеханической коробкой передач, расположена несколько вы-

ше кривой разгона той же системы, оборудованной механической трансмиссией.

Такое улучшение процесса разгона объясняется увеличением числа передач с трех до четырех при гидромеханической короб-

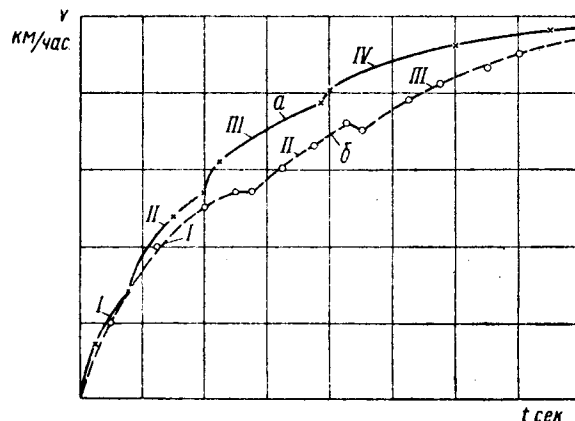


Рис. 2. Разгон (по времени) макета автомобиля с гидромеханической трансмиссией (а) и с обычной механической трансмиссией (б):

I—IV — передачи.

ке передач, а также выбранным режимом работы автомата переключения передач.

При испытаниях записывались также величины крутящих моментов, возникающих на карданном валу при разгоне макета автомобиля.

На осциллограмме (рис. 3) видны значительные динамические нагрузки, соответствующие моментам переключения передач.

Во время включения фрикциона второй передачи величина этих нагрузок достигает трехкратного расчетного момента двигателя.

При переключении на третью передачу динамическая нагрузка увеличивается, но значительно меньше, чем при включении второй передачи. Такое уменьшение динамической нагрузки связано с уменьшением передаточного числа (1,0 вместо 1,7) и с более растянутым по времени процессом освобождения фрикциона второй передачи и процессом включения фрикциона третьей передачи.

Динамические нагрузки, возникающие при переключении пе-

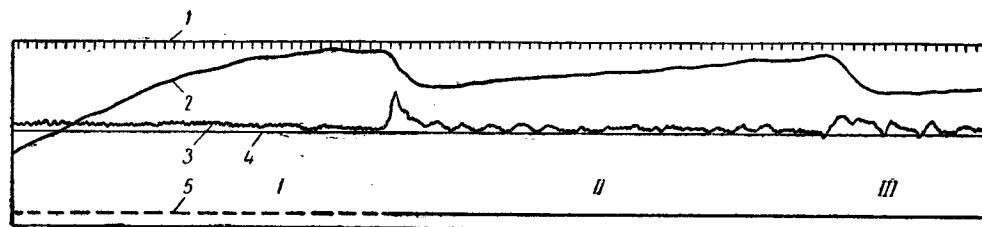


Рис. 3. Изменение нагрузок в процессе разгона на карданном валу макета автомобиля с гидромеханической коробкой передач:

1 — время 0,1 сек.; 2 — обороты двигателя; 3 — крутящий момент на карданном валу; 4 — нулевая линия для M_p ; 5 — обороты колес; I — III — передачи.

редач в обычной механической трансмиссии и в трансмиссии, оборудованной гидротрансформатором, исследовались на двух автомобилях ЗИЛ-151 [2], [3].

Один из этих автомобилей был оборудован стандартной механической трансмиссией, а другой — гидротрансформатором, который автоматически, в зависимости от скорости движения, блокировался с помощью пневматического устройства.

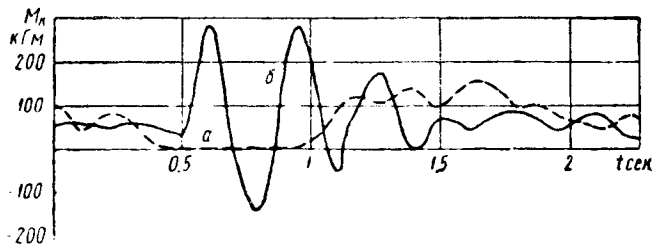


Рис. 4. Нагрузки в трансмиссии автомобиля ЗИЛ-151 при обычной механической трансмиссии (а) и при блокировке гидротрансформатора (б).

На рис. 4 приведена осциллограмма крутящих моментов на полуосях исследованных автомобилей при переключении передач. Из осциллограмм видно, что резкая блокировка гидротрансформатора, вызванная высоким темпом срабатывания автомата блокировки, привела к значительному росту динамических нагрузок по сравнению с ручным переключением передач при обычной механической трансмиссии (300 кгм против 150 кгм при ручном переключении).

Сравнительные испытания двух автомобилей «Победа» М-20 с фрикционным и электромагнитным порошковым сцеплением [4] показали, что при форсированном режиме питания обмоток электромагнитного сцепления автомобиль во всех случаях преодолевал барьер высотой 140 мм.

Во время резкого выключения обычного фрикционного сцепления автомобиль не всякий раз преодолевал указанный порог, несмотря на высокие значения динамических нагрузок в трансмиссии (45 кгм при коэффициенте динамичности 3,6).

Это объясняется малой продолжительностью действия динамического крутящего момента (0,4 сек.) в трансмиссии автомобиля с фрикционным сцеплением.

Результаты этих испытаний приведены на рис. 5.

При включении электромагнитного сцепления на форсированном режиме питания величина динамического момента нарастает значительно медленнее [за 0,55 сек. момент достигает 18 кгм при коэффициенте динамичности 1,3 (рис. 5, кривая 1)], а действие максимального момента более растянуто по времени (около 1,5 сек.). Такое сравнительно длительное воздействие максимального динамического момента при включении электромагнитного сцепления и способствовало значительно лучшему преодолению препятствия автомобилем, чем это имело место при резком выключении обычного фрикционного сцепления.

Электромагнитное сцепление позволяет более плавно по заранее выбранному закону задать необходимое замедление маховика двигателя и тем самым поддерживать в трансмис-

сии сравнительно длительное время (до 2 сек.) динамический крутящий момент на заранее заданной величине. Этот момент должен превышать максимальный расчетный момент двигателя.

Ориентировочно можно предполагать, что режим включения электромагнитного сцепления должен обеспечивать сравнительно быстрое (примерно 0,15 сек.) нарастание динамического момента в трансмиссии (рис. 5, кривая 3) до величины коэффициента динамичности, равной 1,5—1,8 и поддерживать крутящий момент такой величины не менее 1,5 сек.

Работа автомата включения электромагнитного сцепления в указанном режиме значительно улучшит тяговые возможно-

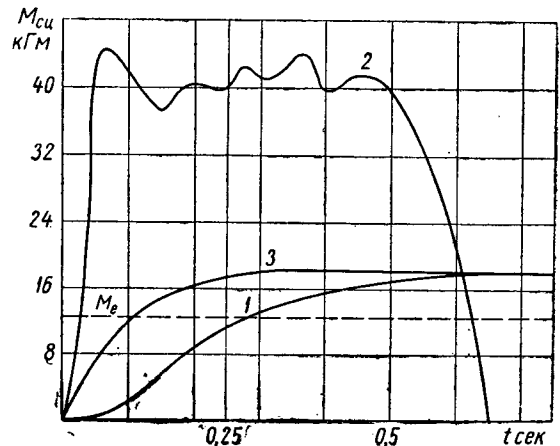


Рис. 5. Изменение момента, передаваемого сцеплением во время трогания автомобиля с места:

1 — при экспериментальном электромагнитном порошковым сцеплении; 2 — при обычном фрикционном сцеплении; 3 — при наличии электромагнитного порошкового сцепления (рекомендуемое изменение).

сти автомобиля, повысит усталостную прочность деталей трансмиссии, а в дальнейшем, возможно, позволит снизить вес деталей трансмиссии.

Таким образом, выбор режима работы автомата переключения передач имеет важное значение при проектировании автоматических трансмиссий, так как он позволяет исключать случайные динамические нагрузки при выбранном оптимальном темпе включения передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клубов Л. В., «Автомобильная промышленность» № 5, 1958.
2. Ягант А. И., Чжуан Ци-дэ, «Автомобильная промышленность» № 10, 1959.
3. Токарев А. А., Гольбрейх А. А., «Автомобильная промышленность» № 9, 1956.
4. Резников А. С., Москалев В. И., «Автомобильная промышленность» № 2, 1960.

Возможности длинноходной подвески

Б. М. ЕЛИСЕЕВ

НАМИ

ПРИ эксплуатации автомобилей на грунтовых дорогах, а также на дорогах с изношенным и неровным покрытием, скорость движения определяется не мощностью двигателя, а качеством подвески. Водитель все время следит за величиной неровностей перед автомобилем и снижает скорость до такой величины, которая обеспечивает более или менее терпимые для пассажиров ускорения при колебаниях кузова.

Вертикальные ускорения при движении по плохим дорогам, достигающие 10—15 м/сек² на сиденьях и соответственно 20—50 м/сек² на кузове и раме [1], вызывают быстрое утомление пассажиров и ускоренный износ автомобиля. Скорость движения автомобиля по плохим дорогам снижается до 20—10 км/час.

В табл. 1 приведена зависимость скорости движения автомобиля и себестоимости перевозок от состояния дорог, полученная в результате изучения работы грузового автотранспорта в реальных условиях, проведенного Всесоюзным дорожным научно-исследовательским институтом (СОЮЗДОРНИИ) [2].

В Советском Союзе ведется большое дорожное строительство, однако обеспеченность хорошими дорогами отстает от развития автомобильного транспорта. Только в сельском хозяйстве имеется около миллиона грузовых автомобилей, которые эксплуатируются в основном на грунтовых дорогах. К 1965 г. парк автомобилей в сельском хозяйстве увеличится еще на 600—800 тыс. шт. Отсюда можно сделать вывод, что наряду со строительством дорог усовершенствование подвески автомо-

Таблица 1

Тип дороги	Средняя скорость движения в км/час	Расход горючего в л	Себестоимость 1 ткм в коп.
С усовершенствованным покрытием, в хорошем состоянии	45—50	100	30—35
С переходными видами покрытий в удовлетворительном состоянии или с изношенным усовершенствованным покрытием	30—40	115—125	40—50
С переходными типами покрытий в изношенном состоянии	20—25	125—150	55—75
Грунтовые в сухое время года при интенсивном движении	17—20	140—200	60—75
Грунтовые во влажном состоянии	10—15	200—500	100—200

бия является одной из важнейших народнохозяйственных задач.

В НАМИ был испытан экспериментальный грузовой автомобиль с телескопическими пневмогидравлическими рессорами, параметры подвески которого значительно отличались от обычных: статический прогиб составлял $f_{ст} = 25 \div 30$ см (т. е. в 3—4 раза больше обычного для грузовых автомобилей), а ход колес — 30—35 см (в 2 раза больше обычного).

Сравнительные испытания экспериментального автомобиля с автомобилем ГАЗ-51 дали следующие результаты. На участке грунтовой дороги с глубокими и ухабистыми колеями автомобиль ГАЗ-51 мог двигаться со скоростью 25 км/час, часто снижая скорость до 10 км/час перед особо глубокими выбоинами. Экспериментальный автомобиль проходил 10 км по этой дороге с постоянной скоростью 50 км/час, без переключения передач, с лучшей плавностью хода.

Аналогичные сравнительные испытания проводились на метровом участке дороги с сильно разбитым булыжным покрытием.

Ускорения записывались акселерометром НАМИ.

Испытания показали, что вертикальные ускорения на сиденьях в кабине экспериментального автомобиля на плохом булыжном шоссе составляли 3,7—6,2 м/сек², а у автомобиля ГАЗ-51 для тех же условий — 9,7—10,5 м/сек². Экспериментальный автомобиль мог преодолевать отдельные достаточно глубокие ямы на шоссе со скоростью 20, 30 и 40 км/час, а автомобиль ГАЗ-51 — со скоростью лишь до 20 км/час.

Горизонтальные ускорения на экспериментальном автомобиле также меньше (примерно в 1,5 раза), чем на автомобиле ГАЗ-51.

Таким образом, экспериментально доказано, что переход от жесткой подвески к мягкой при одновременном увеличении хода подвески вдвое и сохранении динамической энергоемкости привел к качественному изменению характера движения автомобиля по неровной грунтовой дороге. Если раньше водитель должен был внимательно следить за дорогой и в соответствии с глубиной и длиной неровностей регулировать скорость движения, то теперь он может вести автомобиль не обращая внимания на неровности, со скоростью, вдвое большей, при лучшей плавности хода. В отличие от подвески с обычными параметрами такую подвеску целесообразно назвать «длинноходной».

Современное учение о подвеске автомобиля [3] позволило разобраться в физической сущности явлений и объяснить такой переход количества в качество. Автомобиль представляет собой колебательную систему, оценивающуюся амплитудно-частотной характеристикой. На автомобиль действует возмущающая сила, вызываемая неровностями дороги, которые на грунтовых дорогах обычно представляют собой преимущественно углубления (выбоины, ухабы) с профилем, близким к синусоидальному, длиной от 1 до 4 м и глубиной до 15—20 см, а нередко до 30 см. Сопоставляя параметры, характеризующие неровности дороги, с параметрами подвески, определим скорости движения, соответствующие низкочастотному резонансу, для автомобилей с жесткой и мягкой подвесками (табл. 2).

Из табл. 2 видно, что при жесткой подвеске резонансная скорость почти на всех неровностях, кроме самых коротких, находится в пределах эксплуатационных скоростей. При резонансе кузов раскачивается так, что его амплитуда может в несколько раз превысить вертикальные размеры неровностей дороги. Движение в таких условиях ведет к сильным ударам поддресоренных частей об ограничители хода. Чтобы избежать резонансной раскачки, необходимо снизить скорость движения примерно в 2 раза или увеличить в 3—4 раза. В первом случае

кузов и колеса автомобиля копируют профиль дороги, а во втором — за время проезда неровности кузов не успевает заметно переместиться и подвергается собственным колебаниям лишь после проезда неровности.

Резонансная скорость при мягкой подвеске на большинстве неровностей лежит ниже эксплуатационных скоростей. Следовательно, в данном случае колебания кузова будут возбуждаться в основном ударными импульсами, возникающими при проезде неровностей. Ударный импульс равен

$$P = \int_0^T c_n z_n dt,$$

где c_n — жесткость подвески;

z_n — деформация подвески при проезде неровности;

T — время проезда неровности.

Из формулы видно, что при переходе на мягкую подвеску, жесткость которой в 4 раза меньше жесткой, и при увеличении скорости автомобиля вдвое ударный импульс, создаваемый деформацией рессор, уменьшается в 8 раз. Увеличение статического прогиба при неизменном достаточно малом коэффициенте сопротивления амортизаторов способствует повышению коэффициента затухания. Поэтому мягкую длинноходную подвеску легко изготовить аperiodической. Испытание подвески экспериментального автомобиля на стенде сбрасывания показало ее аperiodичность. Для такой подвески резонансная скорость не является помехой. Динамический ход подвески до нижних ограничителей должен быть не менее, чем глубина впадин (выбоин), а динамический ход сжатия не менее высоты выступов дорожного микропрофиля. Следовательно, в соответствии с неровностями грунтовых дорог общий ход подвески должен быть 35—40 см. С целью сохранения динамической энергоемкости упругая характеристика подвески должна быть нелинейной. Получение таких характеристик подвески достигается применением регулируемых пневматических или гидропневматических рессор.

При разработке в НАМИ компоновки длинноходной подвески автомобиля с неразрезным ведущим мостом выяснилось, что наибольшей трудностью является создание хорошего направляющего устройства подвески, допускающего большой ход колес (35—40 см), перекос осей относительно рамы 15°, или между осями двухосного автомобиля 30°, обеспечение кинематикой достаточной устойчивости и управляемости. Кроме того, при выполнении всех перечисленных требований и большом статическом прогибе должна быть достаточной угловая жесткость, препятствующая появлению опасных кренов при поворотах.

Угловая поперечная жесткость обычной подвески на полэллиптических рессорах пропорциональна вертикальной жесткости подвески и квадрату поперечного расстояния между рессорами. Поскольку в пневматической и гидропневматической подвесках возможны различные рычажные схемы передачи усилия рессор, в расчет должно приниматься «приведенное расстояние между рессорами» (расстояние между рессорами эквивалентной подвески на полэллиптических рессорах). Стараясь сохранить угловую жесткость, необходимо с увеличением статического прогиба увеличивать приведенное расстояние между рессорами или устанавливать стабилизатор, однако при больших перекосах оси потребуется очень большая энергоемкость стабилизатора.

Были изучены известные схемы направляющего устройства пневматических подвесок заднего ведущего неразрезного моста грузовых автомобилей и автобусов зарубежных фирм Джэмси, Шевроле, Денлоп, МАК, Мерседес, Бюссинг, МАН, АЕС, Хеншель и др. Основные из этих схем показаны на рис. 1.

Схемы I и II предусматривают установку пневморессор между колесами. Эти схемы имеют малое расстояние между рессорами, что приводит к недостаточной угловой жесткости, особенно в тяжелых грузовых автомобилях и автобусах с двухскатными шинами широкого профиля и с большим диаметром пневморессор. В схемах III и IV приведенное расстояние меж-

Таблица 2

Длина неровности в м	Скорость движения автомобиля v в км/час	
	с жесткой подвеской $f_{ст} = 6$ см, $n = 120$ кол/мин	с мягкой подвеской $f_{ст} = 25$ см, $n = 60$ кол/мин
1	7,2	3,6
2	14,4	7,2
3	21,6	10,7
4	28,8	14,4

ду рессорами несколько увеличено за счет более широкой установки пневморессор, но это требует громоздких и тяжелых неподдресорных металлоконструкций, снижающих проходимость автомобиля из-за низкого расположения балок.

В схеме III крутящий момент колес воспринимается продольными рычагами, работающими на изгиб, передние концы которых шарнирно прикреплены к лонжеронам, а задние — через резиновые подушки к мосту автомобиля. Поперечная угловая жесткость увеличивается за счет жесткости П-образной

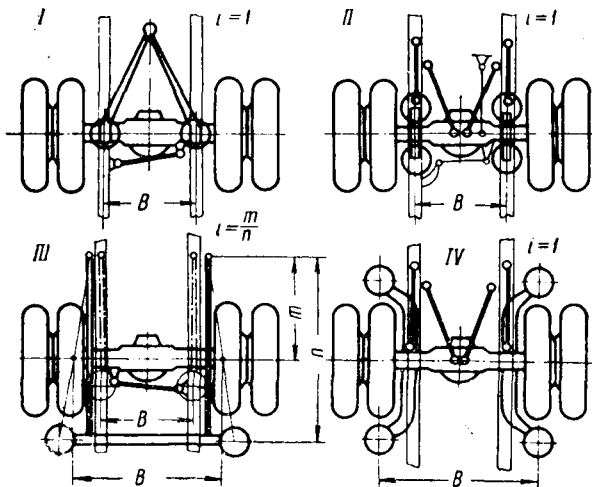


Рис. 1.

конструкции, образуемой продольными рычагами и мостом.

В схемах I, II, IV поперечная угловая жесткость определяется только приведенным расстоянием между рессорами и статическим прогибом подвески, поэтому в большинстве случаев для увеличения поперечной угловой жесткости дополнительно к пневморессорам устанавливается торсионный стабилизатор. Возможно повышение поперечной угловой жесткости за счет резиновых шарниров направляющего устройства, но это будет непостоянная и недостаточная жесткость. Кроме описанных схем, применяются схемы, где роль направляющего устройства выполняют обычные полуэллиптические рессоры, а пневматические рессоры воспринимают дополнительную изменяющуюся нагрузку.

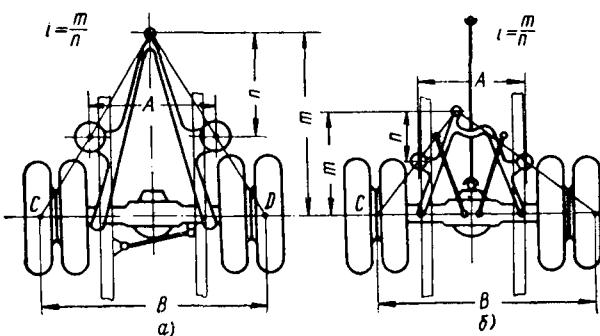


Рис. 2.

В лаборатории подвески НАМИ разработаны новые компоновочные схемы (рис. 2, а, б), позволяющие создать длинноходную подвеску с большим приведенным расстоянием между рессорами.

В схеме а, примененной на испытанном экспериментальном автомобиле, ось (задний мост) связывается с рамой Л-образной деталью (вилкой), прикрепленной жестко к оси и образующей с ней в плане треугольник, основанием которого является ось, а вершина соединена шарнирно с рамой автомобиля.

Пневматические рессоры расположены между осью и шарниром за пределами треугольника так, что линии, проведенные из центра шарнира через центры пневморессор, пересекаются с осью за пределами основания треугольника и расстояние меж-

ду точками их пересечения с осью (точки CD) составляет приведенное расстояние между рессорами. Из рис. 2 видно, что образуется очень большое приведенное расстояние между рессорами. Однако схема а имеет свой недостаток: качание оси, жестко прикрепленной к вилке, создает кинематический поворот колес, что при проезде глубоких неровностей может привести к динамическим перегрузкам силовой передачи.

В схеме б также используется схема треугольника с расположением точек крепления рессор за пределами треугольника, но Л-образная деталь (вилка) прикреплена к оси шарнирно. Крутящий момент на колесах и поперечные силы воспринимаются качающимися штангами. Динамические перегрузки резко уменьшаются благодаря почти параллельному перемещению оси.

Покажем количественную связь между приведенным расстоянием между рессорами и наибольшим статическим прогибом, соответствующим наибольшему допускаемому крену. Для простоты рассмотрим только заднюю подвеску автобуса ПА3-651 на шасси ГАЗ-51.

Нагрузка на заднюю подвеску G в кг	3108
Высота центра тяжести поддресоренной массы h_T в м	1,20
Высота центра крена h_K в м	0,60
Плечо действия поперечной силы $h = h_T - h_K$ в м	1,20 - 0,60 = 0,60

Сначала возьмем направляющее устройство по схеме II (рис. 1).

Поперечное расстояние между рессорами $B = 0,8$ м.

Угол крена определяется по формуле [4]

$$\beta = \mu \frac{h}{\frac{c'}{G} - h}$$

Считается, что при удельной боковой силе $\mu = \frac{Y}{G} = 0,4$ угол крена не должен превышать $\beta = 7^\circ = 0,122$ рад. Следовательно, требуемая угловая жесткость будет

$$c' = G \left(\mu \frac{h}{\beta} + h \right)$$

Подставляя в уравнение числовые значения, получим

$$c' = 3108 \left(0,4 \frac{0,6}{0,122} + 0,6 \right) = 8000$$

Зная поперечное расстояние между рессорами, найдем жесткость подвески c_n и допускаемый по условиям крена статический прогиб f_{cm}

$$c_n = c' \frac{4}{B^2} = 8000 \frac{4}{0,8^2} = 5000 \text{ кг/м} = 500 \text{ кг/см.}$$

$$f_{cm} = \frac{G}{c_n} = \frac{3108}{500} = 6,2 \text{ см.}$$

Отсюда видно, что по условиям бокового крена при схеме II (рис. 1) и при отсутствии стабилизатора невозможно допустить статический прогиб больше 6,2 см. При желании изготовить подвеску по этой схеме более мягкой необходимо применять стабилизатор. Определим основные параметры стабилизатора.

Задаемся $f_{cm} = 30,5$ см ($c_n = 102$ кг/см). Угловая жесткость будет

$$c' = \frac{0,8^2}{4} 10 200 = 1630 \text{ кгм/рад.}$$

Недостающую угловую жесткость необходимо создать торсионным стабилизатором с жесткостью

$$c'_{стаб} = 8000 - 1630 = 6370 \text{ кгм/рад.}$$

Если максимальный угол перекоса оси относительно рамы $15^\circ = 0,262$ рад, то требуется энергоемкость торсиона

$$L = \frac{6370 \cdot 0,262}{2} = 833 \text{ кгм.}$$

При удельной энергоёмкости стали 19,5 кг/кг (что соответствует $\tau=7000 \text{ кг/см}^2$) вес активного материала торсиона будет

$$G_T = \frac{833}{19,5} = 43 \text{ кг.}$$

Кроме того, при малом расстоянии между амортизаторами будет недостаточное гашение поперечных колебаний, поэтому в случае движения по грунтовым дорогам возможны очень сильные боковые раскачивания кузова, а при малых нагрузках автомобиля угловая жесткость будет слишком велика и приведет к сильным толчкам во время переезда односторонних неровностей.

Для сравнения определим допускаемый статический прогиб при компоновке по схеме б (рис. 2) для этого же автомобиля. Во время конструирования гидропневматической подвески получено расстояние между рессорами $A=108 \text{ см}$, $m=72 \text{ см}$, $n=44 \text{ см}$, $B=177 \text{ см}$. Передаточное число

$$i = \frac{m}{n} = \frac{B}{A} = \frac{72}{44} = 1,64.$$

Между жесткостью подвески и жесткостью гидропневматических рессор существует связь

$$c_p = i^2 c_n.$$

Следовательно, угловая поперечная жесткость подвески

$$c' = \frac{A^2}{4} c_p = \frac{A^2}{4} i^2 c_n = \frac{B^2}{4} c_n.$$

Отсюда видно, что величина B является приведенным расстоянием между рессорами, определяющим угловую жесткость, соответствующую жесткости подвески c_n .

Выше определена требуемая угловая жесткость груженого автомобиля из условий крена $c=8000 \text{ кг/рад}$.

Подставляя в расчет приведенное расстояние между рессорами, получим жесткость подвески груженого автомобиля

$$c_n = c' \frac{4}{B^2} = 8000 \frac{4}{1,77^2} = 10\,200 \text{ кг/м} = 102 \text{ кг/см.}$$

Эта жесткость соответствует статическому прогибу

$$f_{ст} = \frac{G}{c_n} = \frac{3108}{102} = 30,5 \text{ см.}$$

Следовательно, схема б (рис. 2) позволяет создать очень мягкую подвеску с достаточным сопротивлением крену без применения стабилизатора. В случае применения пневматической или гидропневматической регулируемой подвески с изменением нагрузки автомобиля статический прогиб остается неизменным, а поперечная жесткость автоматически изменяется пропорционально изменению нагрузки.

Если амортизаторы выполнены в одном агрегате с рессорами, например в гидропневматической подвеске, то относительно большое приведенное расстояние между рессорами одновременно является и большим приведенным расстоянием между амортизаторами. По этой причине цилиндры гидропневматической подвески, настроенные на оптимальное гашение вертикальных колебаний подвесочных масс, особенно сильно гасят поперечные угловые колебания.

На рис. 3 показана рассчитанная зависимость допускаемого статического прогиба от приведенного расстояния между рессорами.

Разработанные в НАМИ схемы направляющего устройства можно использовать при конструировании длинноходных пневматических или гидропневматических подвесок автомобилей с неразрезными ведущими мостами. Схему а (рис. 2), как более простую, можно применять в подвесках прицепов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брискин М. И., Гельфгат Д. В., Певзнер Я. М., Тихонов А. А., «Автомобильная промышленность» № 3, 1958.
2. Хорошилов Н. Ф., Мероприятия по повышению скорости движения на автомобильном транспорте. Вопросы повышения скорости движения на транспорте. Труды конференции, Изд-во АИ СССР, 1957.
3. Ротеиберг Р. В., Подвеска автомобиля и его колебания, Машгиз, 1960.
4. Певзнер Я. М. и Горелик А. М., Боковой крен автомобиля, Труды НАМИ, вып. 71, Машгиз, 1953.

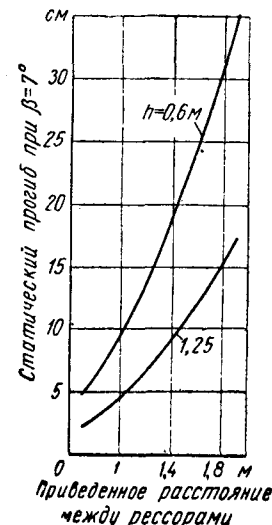


Рис. 3.

Возможности применения арочных шин на автомобильных тягачах типа 4 × 4

Р. Г. АРМАДЕРОВ, канд. техн. наук В. М. СЕМЕНОВ
НАМИ

ДЛЯ ОЦЕНКИ эффективности применения арочных шин на колесном тягаче в ИАМИ на базе агрегатов автомобиля ЗИЛ-151 был создан макет тягача с двигателем мощностью 90 л. с. Колеса тягача оборудовались арочными шинами размером 1000×650 модели И-182 (бескамерные, шести-слойные, расчетная грузоподъемность одной шины 2000 кг при внутреннем давлении 1,4 кг/см²), изготовленными НИИ шинной промышленности. База тягача составляла 2350 мм, колея 1800 мм.

Вес тягача в зависимости от количества балласта изменялся от 3200 до 8000 кг. Нагрузки по колесам распределялись равномерно. Высокая эластичность арочных шин позволила обойтись без подвески задней оси. Подвеска передней оси — зависимая на двух продольных 14-листовых полуэллиптических рессорах. Применение передней подвески в данном случае обу-

словлено необходимостью компенсировать большие перекосы при движении тягача по сильно пересеченной местности. Кинематическая схема тягача показана на рис. 1.

В 1958 г. на полигоне Подмосковной испытательной станции НАТИ проводились одновременно тяговые испытания макетного тягача и гусеничного трактора ДТ-54.

Испытания проводились с целью определения тягово-сцепных качеств тягача, оборудованного арочными шинами, на грунтовой дороге и различных фонах почв, в зависимости от сцепного веса и давления воздуха в шинах, а также выяснения возможности использования тягача на сельскохозяйственных работах.

¹ Испытания проводились по методике НАТИ и под руководством представителя этого института.

Характеристики буксования тягача на первой пониженной передаче определялись скоростным методом, применяемым на испытательной станции. Сущность этого метода заключается в снятии тяговой характеристики испытываемого объекта за один безостановочный проход его по участку полигона путем автоматической записи на ленте необходимых параметров. При испытании тягача одновременно записывались тяговые усилия, обороты коленчатого вала двигателя и пройденный путь.

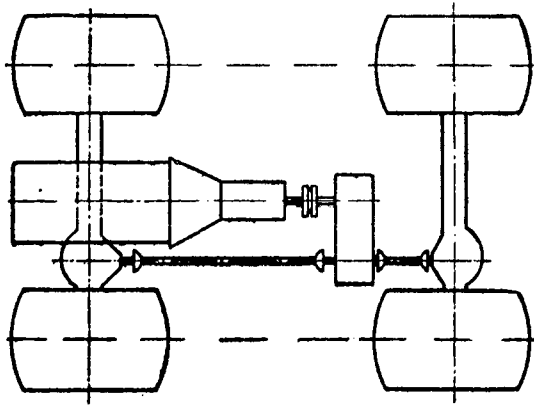


Рис. 1. Схема тягача.

Измерение и запись тягового усилия (в виде непрерывной кривой) осуществлялись гидравлическим динамографом НАТИ. Обороты коленчатого вала двигателя записывались с помощью прерывателя, вал которого жестко соединен с коленчатым валом. Пройденный путь тягача фиксировался в виде отметок числа оборотов пятого колеса также с помощью прерывателя.

Тягач загружался тормозной тележкой, оборудованной гидравлическим тормозом.

Максимальные усилия при полиом буксовании тягача измерялись пружинным динамометром ДТ-8. Загрузка при этом производилась трактором ДТ-54, последовательно сцепленным с загрузочной тележкой.

Буксование колес (в %) определялось по формуле

$$\delta = \left(1 - \frac{n_x S}{n S_x}\right) 100,$$

где n_x, n — количество отметок оборотов коленчатого вала двигателя при холостом и рабочем ходах тягача;

S_x, S — количество отметок пути при холостом и рабочем ходах тягача.

Тягач испытывался при трех значениях веса: 3200 кг (без балласта), 5400 кг (соответствующий весу трактора ДТ-54) и 7800 кг (соответствующий расчетной грузоподъемности шин) на залежи и на почве, подготовленной под посев. При весе 3200 кг испытания проходили не на залежи, а на грунтовой укатанной дороге.

Фон почвы — залежь — представлял собой скошенную за две недели до испытаний лугвинну со слабой дернистостью. Плотность залежи и грунтовой дороги превышала 20 кг/см².

Фон почвы — поле, подготовленное под посев, представлял собой вспаханный на глубину 20 см и бороненный участок, абсолютная влажность мягкой почвы на глубине от 5 до 15 см составляла 13—21%. Результаты определения плотности почвы, подготовленной под посев, приведены на рис. 2. Плотность почвы определялась с помощью плотномера Ревякина.

Результаты испытаний изображены графически на рис. 3—5, а также в табл. 1.

Из приведенных данных видно, что уменьшение давления воздуха в шинах в известных пределах при определенном весе тягача значительно улучшает его сцепные и тяговые качества. На поле, подготовленном под посев, при весе тягача 3200 кг снижение давления воздуха в шинах с 0,8 до 0,3 кг/см² уменьшило буксование колес с 20 до 10% и дало возможность увеличить силу тяги на крюке при 20%-ном буксовании с 1220 до 1460 кг. На том же грунте, но при весе тягача 5400 кг, снижение давления воздуха в шинах с 1,2 до 0,5 кг/см² уменьшало буксование с 20 до 6%.

Уменьшение давления воздуха в шинах с 1,2 до 0,5 кг/см² при весе тягача 5400 кг и 20%-ном буксовании дает возмож-

ность увеличить силу тяги $P_{кр}$ на крюке с 2000 до 2600 кг во время работы на поле, подготовленном под посев, и с 3100 до 3900 кг — на залежи.

Результаты испытания свидетельствуют о том, что оптимальные давления воздуха в шинах составляют 0,3; 0,5 и 0,8 кг/см² при соответствующих весах тягача 3200; 5400 и 7800 кг. Дальнейшее уменьшение этих давлений не снижало процента буксования.

Максимальное тяговое усилие при весе тягача 5400 кг (буксование 100%) достигало 5500 кг на залежи и 3500 кг на мягком грунте. После того как колеса выбрасывали мягкую почву и соприкасались с необработанным грунтом, тяговое усилие резко возрастало до тех же значений, что и на залежи. При 100%-ном буксовании коэффициент использования веса тягача (отношение силы тяги к весу) превышал единицу.

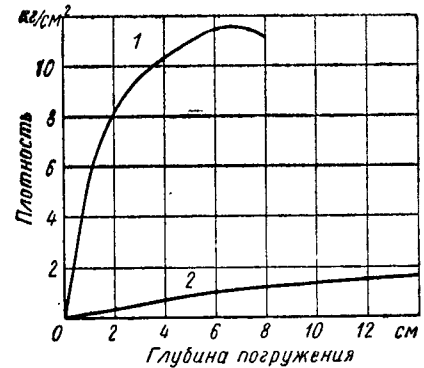


Рис. 2. Плотность почвы, подготовленной под посев: 1 — по следу колеса; 2 — по целине.

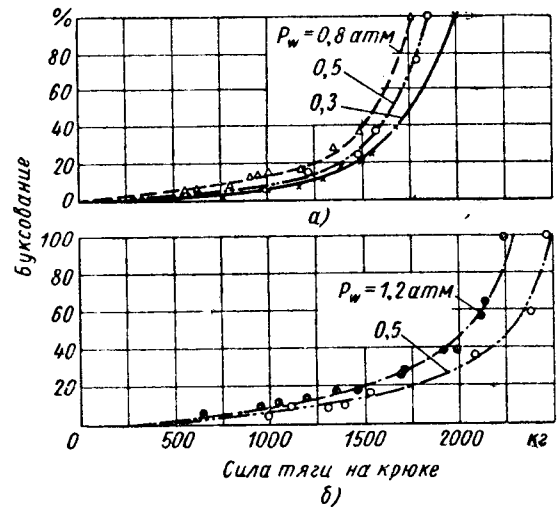


Рис. 3. Характеристика буксования тягача при весе 3200 кг: а — на почве, подготовленной под посев; б — на грунтовой дороге.

При весе тягача 7800 кг не удалось достигнуть максимального тягового усилия по сцеплению из-за недостаточной мощности двигателя. Во время испытания на залежи двигатель переставал работать при силе тяги на крюке 6000 кг, а на поле, подготовленном под посев, — при 5000 кг.

Из табл. 1 видно, что увеличение веса тягача с 3200 до 5400 кг во всех случаях значительно повышает коэффициент использования веса η_0 . Во время работы тягача на грунте плотностью выше 20 кг/см² с давлением воздуха в шинах 0,5 кг/см² при 20%-ном буксовании этот коэффициент составлял 0,563 (вес 3200 кг) и 0,175 (вес 5400 кг). Дальнейшее увеличение веса тягача до 7800 кг не привело к изменению этого коэффициента. Однако характеристика буксования улучшалась при оптимальном давлении воздуха в шинах 0,8 кг/см², тягач развивал силу тяги в пределах допустимого (20%-ного) буксования 3600 кг на почве, подготовленной под посев, и около 4500 кг на залежи.

Таблица 1

Показатели тягача при 20%-ном буксовании

Вес тягача в кг	Фон почвы	$P_{\omega} = 1,5 \text{ кг/см}^2$		$P_{\omega} = 1,2 \text{ кг/см}^2$		$P_{\omega} = 1,0 \text{ кг/см}^2$		$P_{\omega} = 0,8 \text{ кг/см}^2$		$P_{\omega} = 0,5 \text{ кг/см}^2$		$P_{\omega} = 0,3 \text{ кг/см}^2$	
		$P_{кр}$ в кг	$\eta_{в}$	$P_{кр}$ в кг	$\eta_{в}$	$P_{кр}$ в кг	$\eta_{в}$	$P_{кр}$ в кг	$\eta_{в}$	$P_{кр}$ в кг	$\eta_{в}$	$P_{кр}$ в кг	$\eta_{в}$
		3200	Грунтовая дорога . . Почва, подготовлен- ная под посев Залежь	1550	0,485	1550	0,485	—	—	1800	0,563	1800	0,563
5400	Почва, подготовлен- ная под посев Залежь	—	—	3100	0,575	3300	0,610	3500	0,650	3800	0,175	1450	0,450
7800	Почва, подготовлен- ная под посев Залежь	4200	0,537	4400	0,564	2200	0,410	2300	0,425	2500	0,480	2600	—
	Почва, подготовлен- ная под посев	—	—	—	—	—	—	3600	0,460	3600	0,460	—	—

Таблица 2

Средние данные по тяговым усилиям трактора ДТ-54 при работе его с различными сельскохозяйственными орудиями

Вид работы	Орудие	Передача в коробе пере- мены передач	Скорость движения в км/час	Фон почвы	Глубина обработки в см	Плотность почвы (по глубине обработки) в кг/см ²	Влажность почвы (по глубине обработки) в %	Среднее тяговое усилие на крюке трактора в кг
Зяблевая вспашка	Плуг П-5-35	I	3,66	Стерня (чернозем)	20—22	8	20,5—23,5	1931
		II	4,38					2041
То же	Плуг П-5-35С	II	5,4	То же	20—22	14	20,5—23,5	2006
		III	5,94					2089
		IV	6,71					2076
" "	Плуг ППИ-5-35С	II	5,01	" "	21,5—22,5	11,5	20,5—23,5	2075
		III	6,01					2058
		IV	6,52					2030
Подъем залежи	Плуг П-5-35С (один корпус снят)	IV	6,6	26-летняя залежь, дернистость 10—12 см (чернозем)	20—22	—	—	2670 (3100—макс.)
Культивация	Два культиватора КП-4 с восемью боронами	I	4,02	Пахота (чернозем)	9	—	—	2340
		II	4,79					2444
		III	5,07					2375
Сев	Три сеялки СУ-24	II	5,165	То же	9	—	—	1318
		III	6,1					1417
		IV	7,08					1361
		V	7,73					1417
Сенокос	Косилка КН-6	V	7,1	—	—	—	—	1056

На рис. 4 приведены характеристики буксования тягача при весе 5400 кг и трактора ДТ-54. Оптимальным давлением в шинах у тягача при этом весе является давление 0,5 кг/см². Сравнительная характеристику буксования тягача с характеристикой буксования трактора, видим, что буксование тягача при оптимальном давлении воздуха в шинах выше, чем буксование гусеничного трактора на всем диапазоне тяговых усилий. Однако в пределах рабочих тяговых усилий (на почве, подготовленной под посев, до 1500 кг и на залежи до 3000 кг) разность в буксовании не превышала 2,5% на мягком грунте и 7% на залежи (табл. 2).

Максимальная сила, развиваемая тягачом при 20%-ном буксовании, составляет 2600 кг на мягком грунте и 3900 кг на залежи (вес тягача 5400 кг).

В табл. 2 приведены данные Всесоюзного научно-исследовательского института сельскохозяйственного машиностроения по средним значениям тяговых усилий трактора ДТ-54 при работе с различными сельскохозяйственными орудиями в наиболее характерных условиях.

Для подтверждения полученных результатов осенью того же года тягач подвергался дополнительным испытаниям на

стерне со снятием характеристики буксования по той же методике. Вес тягача составлял 5400 кг, давление в шинах 0,5 кг/см² (рис. 6). Условия испытаний были особенно неблагоприятными с точки зрения буксования.

Испытания проводились после двухнедельных заморозков с колебанием температуры воздуха от 0 до -10° на третий день наступившей оттепели до 3—6°.

Фон почвы стерня представлял собой убранное за два месяца до испытаний ржаное поле. Почва суглинистая, оттаявший слой ее 2—3 см, под ним замерзший грунт до 10—12 см. Влажность оттаявшего слоя 25%. Этот слой почвы служил как бы смазкой между шиной и замерзшим грунтом.

Из табл. 2 видно, что среднее значение тягового усилия при вспашке зяби по стерне у трактора ДТ-54 с пятнкорпусным плугом не превышает 2100 кг. На характеристике буксования (рис. 6) этому значению тягового усилия соответствует 17% буксования, т. е. даже в неблагоприятных условиях в диапазоне рабочих тяговых усилий буксование тягача не превышает 20%.

Если взять сельскохозяйственные работы, выполняемые трактором ДТ-54 в нормальных почвенных условиях, например подъем залежи и сев, то из табл. 2 видно, что в первом случае при наличии четырехкорпусного плуга на 26-летней залежи максимальная сила тяги близка 3000 кг, а при наличии трех сеялок на почве, подготовленной под посев, — 1500 кг. Этим значениям силы тяги соответствуют 8- и 3%-ное буксование у тягача (см. рис. 4).

Применение арочных шин позволяет реализовать большие тяговые усилия за счет лучшего, по сравнению со стандартными автомобильными шинами той же грузоподъемности, сцепления с грунтом благодаря большой опорной поверхности и развитых редко расставленных грунтозацепов. Грунтовые шины арочного типа значительно повышают проходимость автомобиля на мягких и влажных грунтах.

В процессе погружения колес в мягкий грунт площадь контакта арочных шин быстро увеличивается и приводит к уменьшению и без того малых (по сравнению со стандартными шинами той же грузоподъемности) удельных давлений на грунт. Это уменьшает глубину колес и объем деформируемого грунта. Глубина колес у тягача во время испытаний на мягком грунте при весе 3200 кг и давлении воздуха в шинах 0,3 кг/см² в 2—3 раза меньше глубины колес колесного трактора МТЗ-5 весом 3380 кг. При низком давлении воздуха арочная шина уплотняет грунт от периферии к центру контакта, опираясь на грунт как бы опрокинутой чашей. Уплотнение грунта улучшает его работу на срез и повышает проходимость автомобиля.

Об уплотнении грунта арочными шинами тягача можно судить по графику, приведенному на рис. 2. Плотность грунта, взятая по следу (кривая 1) на глубине 6 см, в 11,5 раза превышает плотность свежего грунта на той же глубине.

Испытываемый тягач обладает высокой скоростью движения

по дорогам с твердым покрытием. На асфальтированном шоссе максимальная скорость его достигала 70 км/час.

Вследствие того, что макет тягача был создан на базе агрегатов серийного грузового автомобиля, его техобслуживание не вызвало никаких затруднений.

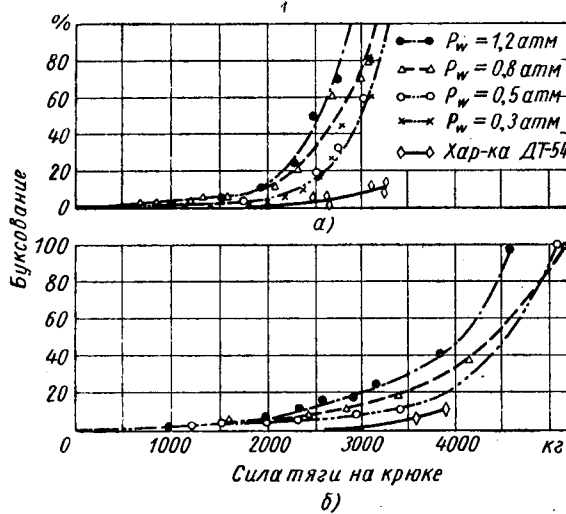


Рис. 4. Характеристика буксования тягача и трактора ДТ-54 (сплошная линия) при их весе 5400 кг:

а — на почве, подготовленной под посев; б — на залежи.

К концу испытаний пробег тягача составил 6000 км. Износ арок шин (грунтозацепов) не превышал 10%. Случаев поломки деталей трансмиссии не наблюдалось.

Если принять во внимание, что колеса тягача весом до 8000 кг часто доводились до полного буксования, и учесть, что тягач был создан на базе агрегатов автомобиля ЗИЛ-121, средний пробег которых на автомобиле к моменту создания макета тягача составлял около 80 тыс. км, то надежность тягача можно признать вполне удовлетворительной.

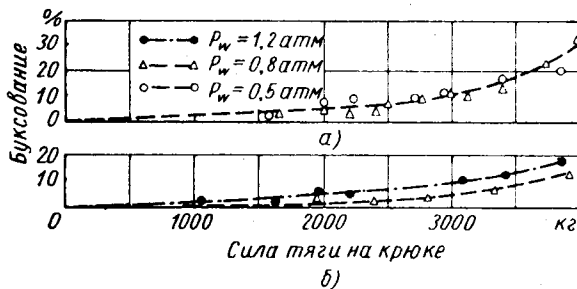


Рис. 5. Характеристика буксования тягача при весе 7800 кг:

а — на почве, подготовленной под посев; б — на залежи.

В настоящее время в автомобильных парках различных районов страны имеется большое количество автомобилей, обо-

рудованных арочными шинами различных моделей. К 1961 г. пробег арочных шин модели Я-170А, И-213 на автомобилях, эксплуатирующихся в самых различных условиях, составляет 40—70 тыс. км.

По техническим условиям на трактор ДТ-54 срок службы гусениц на песчаных грунтах составляет 1000—1200 час., что примерно соответствует 4—5 тыс. км пробега.

В настоящее время колеса с арочными шинами модели Я-170А идут в запасные части по цене 300 руб. за одно колесо.

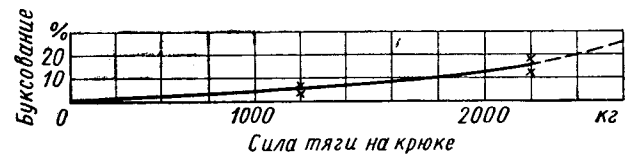


Рис. 6. Характеристика буксования тягача на стерне при весе его 5400 кг.

Такая высокая стоимость объясняется тем, что серийный выпуск производится небольшими партиями. При переходе на массовое производство по предварительным подсчетам стоимость колеса с арочной шиной не превысит 150 руб., что примерно составит стоимость одной гусеницы.

Если средний пробег арочных шин на тягаче составит даже 40 тыс. км, то стоимость их эксплуатации при массовом производстве будет в 4—5 раз меньше стоимости эксплуатации гусениц на тракторе за тот же пробег.

Результаты проведенных испытаний свидетельствуют о том, что испытываемый тягач при весе 5400 кг по развиваемой тяге может оборудоваться теми же сельскохозяйственными орудиями, что и гусеничный трактор ДТ-54. Буксование при этом у тягача не превысит 15—20%, а развиваемая сила тяги достигнет 2600 кг на мягком грунте и 3900 кг на залежи.

Оптимальным весом тягача с шинами размером 1000×650 является вес, близкий к 5400 кг. Оптимальное давление воздуха в шинах при данном весе тягача для грунта составляет 0,5 кг/см². Указанный вес тягача не соответствует грузоподъемности испытываемых шин, что отрицательно сказывается на характеристике буксования. Следовательно, в данном случае можно приблизить характеристику буксования тягача к характеристике гусеничного трактора не путем увеличения сцепного веса, а снижением расчетной грузоподъемности шин за счет уменьшения слойности.

Характеристики буксования тягача можно также улучшить путем увеличения диаметра колес, что еще больше повысит его тяговые качества и проходимость.

Результаты испытаний макета колесного тягача использованы при проектировании и создании в НАМИ колесного тягача, принятого в производство с некоторыми конструктивными изменениями Харьковским тракторным заводом.

Арочные шины позволяют создать принципиально новый тип универсального тягача высокой проходимости, способного работать в самых разнообразных дорожных условиях и в условиях бездорожья (при транспортировке грузов, при распахке целины, уборке урожая и т. д.).

Этот тягач будет, кроме того, обладать отличным от гусеничных машин такого типа свойством, присущим только автомобилям — высокой скоростью движения на автомагистралях.

Сдвоенные прерыватели зажигания

Канд. техн. наук М. Л. ФРЕЗИНСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

ПОВЫШЕНИЕ числа оборотов и степени сжатия современных двигателей, наряду с увеличением числа цилиндров до восьми, создает большие затруднения в обеспечении надежного зажигания этих двигателей.

Указанные затруднения возникают не только на высоких скоростях вращения коленчатого вала двигателя, что известно как характерная для систем батарейного зажигания «проблема максимальных оборотов», но и на средних пусковых оборотах двигателя [1].

Среди применяемых средств улучшения характеристик батарейного зажигания следует выделить сдвоенные прерыватели [2], позволяющие довольно значительно увеличивать угол замкнутого состояния первичной цепи катушки зажигания α_3 . Это также позволяет получить на высоких скоростях вращения достаточно большие токи разрыва I_p и пропорциональные им вторичные напряжения U_2 .

Следует отметить, что непосредственное увеличение α_3 при однократных прерывателях связано с опасностью возник-

новения вибраций контактов прерывателя, так как при этом грани кулачка прерывателя имеют профиль, создающий недопустимо большие ускорения рычажка при разрыве цепи. Система двоярных (двухрычажковых) прерывателей позволяет, сохранив профиль кулачка, обеспечивающий допустимые ускорения, весьма значительно увеличивать α_3 . Необходимость предотвращения вибрации контактов ограничивает величину угла разомкнутого состояния контактов прерывателя 12—13° (при диаметре кулачка 20—26 мм). Таким образом, при восьмицилиндровом двигателе и при однорычажковом прерывателе $\alpha_3 = 32 \div 33^\circ$. Двоярные прерыватели позволяют на восьмицилиндровых двигателях повысить α_3 до 42°, а при использовании двух катушек зажигания — даже до 75°.

График работы контактов двоярного прерывателя, примененного на V-образных восьмицилиндровых двигателях некоторых современных американских легковых и грузовых автомобилей (Кадиллак, Додж и т. д.), показывает, что для каждого прерывателя в отдельности угол разомкнутого состояния контактов равен 13°, а угол замкнутого состояния контактов — 32°, тогда как благодаря сдвигу циклов работы прерывателя угол замкнутого состояния цепи $\alpha_p = 42^\circ$, а разомкнутого — $\alpha_p = 3^\circ$. Для этой системы двоярного прерывателя характерно равенство числа граней кулачка числу цилиндров двигателя.

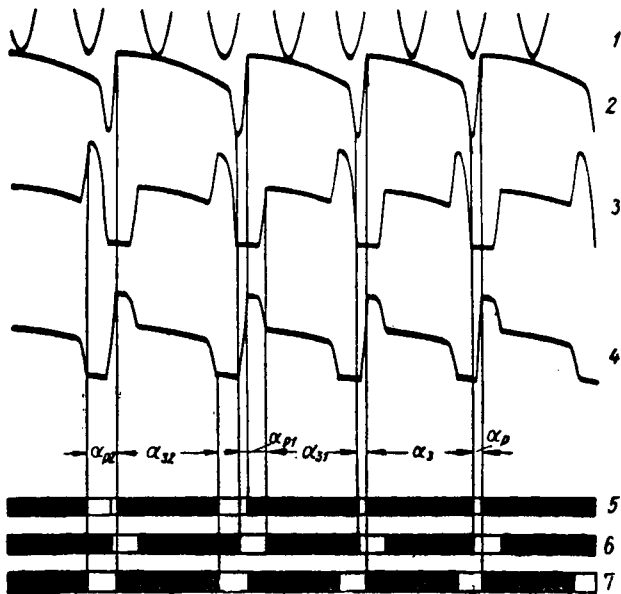


Рис. 1. Оциллограмма токов первичной цепи при работе двоярного прерывателя по первой схеме:

1 — масштаб времени (частота 500 гц); 2 — ток в первичной обмотке катушки зажигания; 3 — ток в первом прерывателе, работающем на замыкание цепи; 4 — ток во втором прерывателе, работающем на размыкание цепи; 5 — работа контактов двоярного прерывателя; 6 — работа контактов первого рычажка; 7 — работа контактов второго рычажка.

Работа такого двоярного прерывателя хорошо видна на оциллограммах токов в цепи катушки и в цепях контактов каждого прерывателя в отдельности (рис. 1).

В данном случае один из прерывателей работает всегда на замыкании цепи, а другой — на размыкание. Это означает, что контакты второго прерывателя будут значительно изнашиваться, а контакты первого прерывателя практически изнашиваться не будут.

Волее удачной следует признать другую схему двоярного прерывателя с числом граней кулачка прерывателя, равным половине числа цилиндров двигателя. Благодаря большему, в сравнения с первой схемой (рис. 1), углу разомкнутого состояния контактов прерывателя (48° вместо 13°) в этом случае может быть обеспечена работа контактов без вибраций на значительно более высоких скоростях вращения двигателя. Кроме того, что особенно важно, при такой схеме цепь размыкается контактами обоих прерывателей, работающих по очереди, через цилиндр. Таким образом, число разрывов цепи, приходящихся на одну пару контактов при второй схеме, вдвое мень-

ше, чем при первой схеме. Следовательно, срок службы контактов при второй схеме вдвое больше, чем при первой. Наряду с указанными положительными свойствами следует отметить большую склонность прерывателя, работающего по второй схеме, к асинхронизму искрообразования (отклонениями моментов искрообразования от необходимых точек).

В особых случаях, когда требуется повышенная надежность, или когда число цилиндров высокооборотного двигателя сравнительно велико (например, 12), используют схему, изображенную на рис. 2. При этой схеме используются две катушки за-

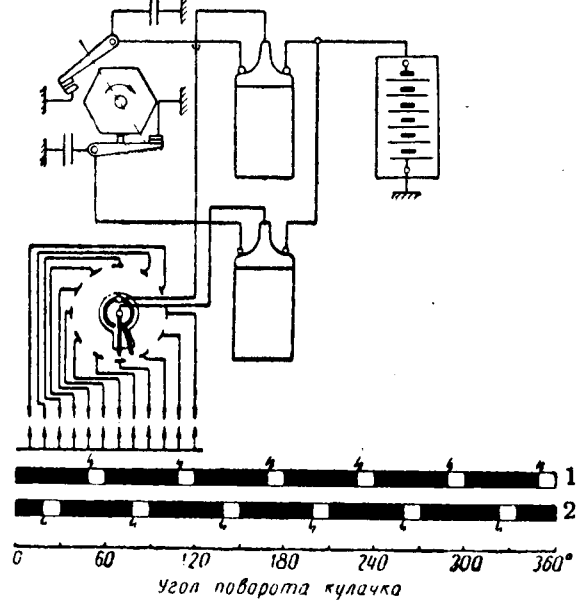


Рис. 2. График работы контактов и электрическая схема двоярного прерывателя 12-цилиндрового двигателя с двумя катушками зажигания:

1 — работа контактов прерывателя первой катушки зажигания; 2 — работа контактов прерывателя второй катушки зажигания.

жигания, работающие независимо друг от друга от различных прерывателей. Для обычных автомобильных двигателей применять такую схему нецелесообразно.

На рис. 3 приведены электрические характеристики (вторичное напряжение U_2 в функции скорости вращения вала распределителя зажигания n), свойственные различным системам прерывателей батарейного зажигания. Эти характеристики получены при одном и том же типе катушки зажигания и числе

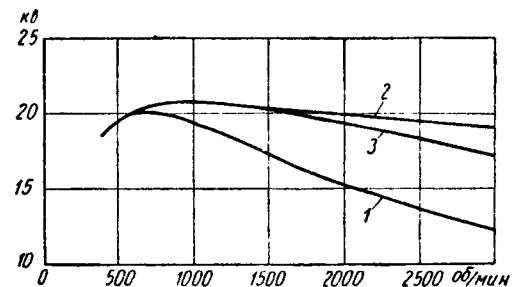


Рис. 3. Электрические характеристики батарейного зажигания при различных системах прерывателей:

1 — при однорычажковом прерывателе $\alpha_3 = 32^\circ$; 2 — при двоярных прерывателях по первой и второй схемам, $\alpha_3 = 42^\circ$; 3 — при двоярном прерывателе с двумя катушками зажигания $\alpha_3 = 64^\circ$.

цилиндров двигателя, равном восьми. Несмотря на то, что при системе с двумя катушками зажигания угол замкнутого состояния контактов увеличен до 64°, а при первой и второй схемах составлял всего 42°, характеристика в последнем случае протекала более благоприятно (U_2 по мере увеличения n снижалось в меньшей степени). Это свойство двоярных прерывателей до сих пор не отмечалось и не объяснялось в технической литературе, хотя оно имеет большое значение в практи-

ческом вопросе улучшения характеристик батарейного зажигания.

Величина U_2 (максимум первой полуволны кривой вторичного напряжения) прямо пропорциональна I_p . Величина I_p снижается по мере увеличения n , так как в этот момент уменьшается время замкнутого состояния цепи t_3 . Значение I_p определяется законом нарастания тока в первичной цепи катушки зажигания. Двухрычажковые (сдвоенные) прерыватели, работающие по первой и второй схемам, меняют характер этой закономерности, ускоряя возрастание первичного тока. Благодаря этому величина I_p , а вместе с ней и U_2 , по мере увеличения n снижается в меньшей степени, чем при однорычажковом прерывателе.

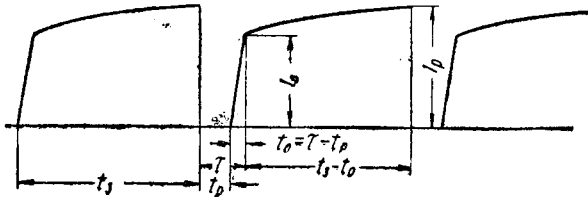


Рис. 4. Двойственность процесса нарастания тока в первичной цепи при малом угле разомкнутого состояния.

Были сняты осциллограммы токов в первичной цепи одной и той же катушки зажигания, работающей по первой схеме при $\alpha_3 = 42^\circ$ и $\alpha_3 = 32^\circ$, в одинаковых условиях работы приборов зажигания. Выяснилось, что, если во втором случае ($\alpha_3 = 32^\circ$) полученные кривые тока имеют одинаковый характер с обычной однорычажковой системой с таким же значением α_3 , то при возрастании α_3 до 42° на начальном участке кривой отмечается резкое нарастание тока, продолжающееся в течение времени t_0 (рис. 4), исчисляемого с момента замыкания первой пары контактов.

По истечении времени t_0 характер процесса резко изменяется — ток, начиная с некоторого значения I_0 , нарастает уже весьма медленно. Двойственный характер процесса нарастания первичного тока можно объяснить влиянием так называемого явления «хвоста искры», т. е. влиянием процессов, происходящих во вторичной цепи после пробоя искрового промежутка свечи (или испытательного разрядника), происшедшего после предыдущего разрыва первичной цепи прерывателем. Это означает, что начальная часть процесса нарастания первичного тока происходит в условиях, когда вторичная цепь замкнута на небольшое сопротивление искрового промежутка, находящегося в состоянии тлеющего разряда [3]. Начальные условия переходного процесса в этом случае могут быть приняты нулевыми, так как после пробоя искрового промежутка свечи подавляющая часть энергии, величина которой в каждом цикле процесса ограничена, оказывается уже израсходованной в емкостной и частично в индуктивной составляющих разряда. С учетом этого замечания, воспользовавшись известными из теории электричества выводами [4], имеем

$$i_1 = \frac{E}{r_1} [1 + \alpha_1 e^{p_1 t} - \alpha_2 e^{i_2 t}]; \quad (1)$$

$$I_0 = \frac{E}{r_1} [1 + \alpha_1 e^{p_1 t_0} - \alpha_2 e^{i_2 t_0}], \quad (2)$$

где E — э. д. с. аккумуляторной батареи;
 i_1 — мгновенное значение тока в первичной цепи;
 p_1 и i_2 — корни характеристического уравнения

$$(1 - k^2)p^2 + (\delta_1 + \delta_2)p + \delta_1 \delta_2 = 0;$$

$$\delta_1 = \frac{r_1}{L_1}; \quad \delta_2 = \frac{r_2}{L_2};$$

r_1 ; L_1 и r_2 ; L_2 — соответственно омическое сопротивление и индуктивность первичной и вторичной цепей;
 k — коэффициент магнитной связи обмоток катушки зажигания;

$$\alpha_1 = \frac{\delta_1 + p_2(1 - k^2)}{(p_1 - p_2)(1 - k^2)}; \quad (3)$$

$$\alpha_2 = \frac{\delta_1 + p_1(1 - k^2)}{(p_1 - p_2)(1 - k^2)}. \quad (4)$$

По истечении времени t_0 тлеющий разряд в искровом промежутке свечи (или разряднике) прекращается. Согласно теории процесс нарастания первичного тока должен иметь вид

$$i_1 = I_0 e^{-(t-t_0)\delta_1} + \frac{E}{r_1} [1 - e^{-(t-t_0)\delta_1}]. \quad (5)$$

В данном случае время отсчитывается с момента замыкания контактов.

Из формулы (5) можно получить значение I_p , приняв $t = t_3$

$$I_p = I_0 e^{-(t_3-t_0)\delta_1} + \frac{E}{r_1} [1 - e^{-(t_3-t_0)\delta_1}], \quad (6)$$

где $t_3 = \frac{\alpha_3}{6n}$ — время замкнутого состояния контактов.

Рассмотрим условие, при котором может возникнуть описываемый процесс нарастания тока в первичной цепи. Таким условием является превышение времени, за которое во вторичной цепи поддерживается ток тлеющего разряда τ над временем разомкнутого состояния первичной цепи t_p . Время t_0 , в течение которого будет длиться в первичной цепи процесс, выраженный формулой (1), определится как разность между τ и t_p (временем с момента разрыва контактов прерывателя до момента электрического пробоя искрового зазора свечи пренебрегаем, так как оно значительно меньше τ).

Для определения τ В. А. Балагуров [3] дает приближенную формулу

$$\tau = \frac{\frac{M}{L^2} I_p - i_{2kp}}{\delta_2 \left[\frac{M}{L^2} I_p + \frac{U_u}{r_2} \right]}, \quad (7)$$

где $M = k \sqrt{L_1 L_2}$ — взаимная индуктивность катушки зажигания;
 i_{2kp} — критическое значение тока во вторичной цепи, при достижении которого тлеющий разряд прекращается;

U_u — напряжение между электродами свечи (или разрядника) при тлеющем разряде.

По данным В. А. Балагурова, $i_{2kp} = 0,005 \div 0,01$ а,
 $U_u = (200 - 320) + 100\Delta$ (Δ — расстояние между электродами в мм).

Для t_p справедлива формула

$$t_p = \frac{\alpha_p}{6n}. \quad (8)$$

Таким образом, если задан угол разомкнутого состояния первичной цепи и известно τ , то скорость вращения, начиная с которой происходит рассматриваемый процесс, составит

$$n_0 = \frac{\alpha_p}{6\tau}. \quad (9)$$

В таблице приведены результаты обработки полученных осциллограмм токов в первичной цепи при работе сдвоенного прерывателя с углами α_3 , равными 32 и 42° .

Эти осциллограммы сняты при следующих электрических и прочих параметрах цепи: $r_1 = 4,42$ ом (включая шунты шлейфов осциллографа и амперметр); $L_1 = 7$ мГн; $r_2 = 24000$ ом; $L_2 = 60$ мГн; $k = 0,95$; $E = 12$ в; $\Delta = 7$ мм; давление — атмосферное.

Оценивая полученные из осциллограмм значения $\tau = 0,557 \div 0,594$ мсек, интересно отметить, что при $I_p = 2,5$ а, $i_{2kp} = 0,01$ а и $U_u = 1000$ в получим по формуле Балагурова $\tau = 0,58$ мсек. Если принять τ равным этой величине и вычислить по формуле (2) величину I_0 , а по формуле (6) I_p , то получим довольно близкие к опытным данным результаты (см. таблицу).

Результаты сравнения показывают, что, приводя расчет по формулам (7), (2) и (6), вполне возможно аналитически с достаточной степенью точности определять токи разрыва в условиях влияния «хвоста искры». Отметим еще одно обстоятельство, подтверждающее сказанное. Из осциллограмм видно, что при $n = 500$ об/мин двойственный характер процесса не обнаруживается, а при $n = 995$ об/мин — вполне очевиден. Это означает, что n_0 находится между 500 и 995 об/мин, что соответствует полученному расчетному значению n_0 . При

Показатели	Осциллограммы при $\alpha_p = 13^\circ$, $\alpha_z = 32^\circ$					Осциллограммы при $\alpha_p = 3^\circ$, $\alpha_z = 42^\circ$				
	500	960	1980	2440	3000	510	995	1960	2460	3000
n в об/мин	500	960	1980	2440	3000	510	995	1960	2460	3000
I_0 в а	0	0	0	0	0	0	1,33 (0,93)	1,68 (1,715)	1,72 (1,725)	1,71 (1,74)
I_p в а	2,72	2,68	2,44	2,18	1,9	2,72	2,67 (2,67)	2,50 (2,585)	2,55 (2,51)	2,50 (2,43)
t_p в мсек	4,34	2,26	1,095	0,89	0,72	0,98	0,502	0,255	0,203	0,167
t_z в мсек	10,67	5,67	2,70	2,19	1,78	13,74	7,04	3,57	2,85	2,33
τ в мсек	—	—	—	—	—	—	0,594	0,583	0,565	0,557
t_0 в мсек	—	—	—	—	—	—	0,072	0,318	0,352	0,39

Примечание. В скобках приведены расчетные данные.

$\alpha_p = 13^\circ$ величина $n_0 > 3000$ об/мин и на всех осциллограммах процесс нарастания тока имеет обычный монотонный характер без следов перелома кривой i_1 .

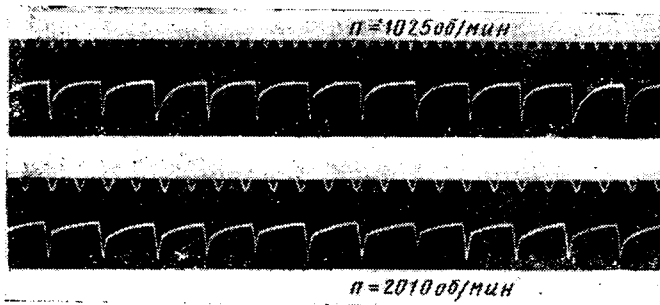


Рис. 5. Осциллограммы токов первичной цепи при работе двойного прерывателя по первой схеме при $\alpha_z = 40^\circ$ непосредственно на двигателе.

Изложенные результаты расчетно-экспериментального исследования относятся к случаю работы системы зажигания на трехэлектродные игольчатые разрядники в условиях атмосферного давления. Однако, как показали осциллограммы тока первичной цепи системы зажигания при ее работе непосредственно на двигателе, характер явления не только не изменяется, но становится более выраженным (рис. 5). В подобных случаях при определении τ следовало бы пользоваться значениями i_{2p} и U_n , соответствующими реальным давлениям в цилиндрах двигателя, учитывать реальные величины искровых зазоров свечей, а также форму и температуру электродов свечей. В расчете трудно оценить совокупность этих

факторов. Применение понятия и методики определения «коэффициентов запаса по напряжению» систем зажигания [1] позволяет ограничиться расчетом, проводимым только для лабораторных, т. е. атмосферных, условий. В этом случае количественная разница (относительно атмосферных условий), определяемая своеобразными условиями тлеющего разряда в искровом промежутке свечи, учитывается величиной коэффициента запаса по напряжению.

Выводы

1. Применение двойных прерывателей по первой и второй схемам позволяет значительно повысить токи разрыва контактов I_p , а вместе с ними и напряжения U_2 , развиваемые приборами батарейного зажигания на средних и больших оборотах двигателя без увеличения напряжения аккумуляторной батареи. Практически при этих схемах удается получить относительное постоянство U_2 на всем рабочем диапазоне оборотов двигателей, чем полностью решается проблема максимальных оборотов батарейного зажигания, даже при повышенных значениях L_1 . Указанное свойство системы двойных прерывателей возникает только при условии, что время разомкнутого состояния контактов оказывается меньше некоторой критической величины, которую можно определить по формуле (10).

2. Затрудненность регулировки в эксплуатации, а также повышенную склонность конструкции прерывателя по второй схеме к асинхронизму искрообразования следует преодолевать повышением точности изготовления и конструктивным обеспечением должной синхронизации прерывателей.

3. Формулы для расчета процесса нарастания тока в первичной цепи катушки зажигания позволяют рассчитывать токи разрыва и характеристики $U_2 = f(n)$ двигателя со двойными прерывателями системы батарейного зажигания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фрезинский М. Л., «Автомобильная промышленность» № 3, 1960.
2. Галкин Ю. М., Электрооборудование автомобилей и тракторов. Машгиз, 1960.
3. Основы электрооборудования самолетов и автомашин, под ред. чл.-корр. АН СССР А. Н. Ларимова, Госэнергоиздат, 1955.
4. Основы электротехники, под ред. К. А. Круга, Госэнергоиздат, 1952.

ПОПРАВКИ

В № 1 журнала «Автомобильная промышленность» за 1961 г. замечены следующие опечатки:

Стр.	Колонка	Строка	Напечатано	Должно быть
30	Левая	5-я сверху	...I—II—III—IV...	...I—II—IV—III...
31	Подпись под рис. 5	4-я сверху	...ГАЗ-21...	...МЗМА-407...
31	Подпись под рис. 6	4-я сверху	...МЗМА-407...	...ГАЗ-21...

Новые направления в технологии обработки давлением¹

М. И. БАСОВ

ИИИТАвтопром

МЕЖДУНАРОДНЫЙ симпозиум по обработке металлов давлением рассмотрел ряд докладов о научно-исследовательских работах, проведенных в ЧССР, Англии, США, ФРГ и других странах главным образом в области холодного выдавливания стальных деталей и пластического деформирования листовых материалов при высоких и сверхвысоких скоростях.

Внимание к этим вопросам обуславливается огромным значением и высокой эффективностью новых процессов в технологии современного машиностроения.

Холодное выдавливание и высадка стальных деталей являются самыми эффективными процессами по производительности и точности, а также экономичности использования металла, по сравнению с горячей штамповкой (ковкой) или механической обработкой из прутка. Если процессы холодной высадки широко используются при производстве массовых деталей (метизов и т. п.), то холодное выдавливание деталей в закрытых штампах еще не нашло широкого применения в производстве в силу недостаточной изученности. Большое количество мелких фасонных автомобильных деталей производится в настоящее время на металлорежущих станках, из прутка, или поковок с большим непроизводительным расходом металла и большой трудоемкостью. Перевод этих деталей с обработки резанием на обработку давлением — актуальная задача для автомобилестроения.

Естественно, что решение этой задачи стоит в поле зрения специалистов всех стран, занимающихся обработкой давлением; особенно большие работы в этой области проводятся в ЧССР, Англии, США, СССР, ФРГ и некоторых других странах. При этом для осуществления данного процесса в ЧССР и Англии создано прессовое оборудование, разработана производственная технология для ряда типовых изделий и т. д. Симпозиум подвел итоги проведенных исследовательских работ и в дискуссионном плане рассмотрел отдельные стороны процесса холодного выдавливания.

В докладе представителя «Аустин Мотор Компани» (Англия) Ф. Гриффитса отмечается, что вопросы холодного выдавливания привлекли внимание фирмы лишь в 1956 г. в связи с желанием уменьшить отходы металла, образующиеся при горячей ковке. Собранные обществом информационные материалы из ФРГ, США и других стран показали, что холодное выдавливание может заменить горячую ковку. В результате этого процесса можно получить детали с зубцами и шлицами в отверстии, которые невозможно сделать посредством ковки. По сравнению с горячей штамповкой уменьшается трудоемкость изготовления деталей и достигается экономия металла в механических цехах.

Наиболее важными результатами исследований, проведенных в Англии в области холодного выдавливания большого числа простых и сложных деталей типа фланцев, сателлитов дифференциала, тарелки пружины клапана, шестерен диаметром 80—100 мм и других, являются следующие:

1. Для холодного выдавливания экономически выгоднее применять не механические прессы, а упрощенные по конструкции гидравлические прессы, рассчитанные на определенные заданные величины предельных давлений. Технологические преимущества гидравлических прессов, особенно на стадии проверки технологии, заключаются в возможности получить постоянные давления и скорости при больших ходах и простой регулировке длины ходов, что недоступимо при работе на механических прессах. Высокая стоимость универсальных гидравлических прессов, усложненных с целью удовлетворения разнообразных запросов потребителей, снижала экономические показатели процесса, и поэтому в Англии была разработана серия упрощенных гидравлических прессов с усилиями 150, 250, 350, 500, 700 и 1000 т, при этом цены на

них по сравнению с ценами на универсальные прессы удалось значительно снизить. Например, на 1000-тонный пресс цены снижены с 40 000 до 7000 фунтов стерлингов при цене механического пресса указанного тоннажа 16 000 фунтов стерлингов. Поскольку стоимость гидравлических прессов определяется скоростью хода, была определена для большинства случаев более подходящая скорость хода 3 мм в секунду.

2. Не менее важным вопросом, определяющим экономические показатели процесса холодного выдавливания, является выбор правильной формы и размера заготовки под штамповку. От того, какую форму будет иметь заготовка: форму диска, сплошного стержня или стержня с отверстием, будет во многом зависеть процесс выдавливания. Наибольшие трудности возникают при использовании пустотелых заготовок, которые в Англии получают методом механической обработки (расточки), т. е. с потерей металла. Однако отдается предпочтение получать отверстие на прессах с небольшими давлениями, и в этом направлении ведутся экспериментальные работы. Имеет большое значение точность и качество пруткового материала; для этого при штамповке в закрытом штампе используется прокат с максимальной точностью в состоянии поставки, поскольку избыток металла в процессе выдавливания вызывает значительное увеличение усилий, а это создает неблагоприятные условия для стойкости штампов и процесса в целом. В связи с этим прокат, как правило, подвергается поверхностной механической обработке, чем достигается большая точность по диаметру и объему металла заготовки.

Для деталей неправильной формы, не представляющих собой тел вращения, требуется большая предварительная работа по подбору формы и размера заготовки, так как вследствие перераспределения металла в отдельных местах формы нужно приложить значительно большее давления. В Англии считают, что значительную часть сталей, используемых для изготовления поковок, можно применять и для обработки выдавливанием, однако предпочтение отдается сталям с низким содержанием углерода.

3. Большое внимание уделяется в Англии межоперационной обработке материала заготовки и смазке ее на операциях обработки давлением.

Заготовки перед штамповкой подвергаются обезжириванию, промывке в горячей и холодной воде, фосфатируются и затем промываются в холодной воде, подвергаются воздействию кислот, промываются в холодной и горячей воде и покрываются слоем мыльной смазки «Вондерлубе». По достижении определенной степени деформации заготовки подвергаются отжигу.

В целях повышения срока службы штампов для холодного выдавливания в Англии уделяется большое внимание полировке инструмента; матрица и пуансон полируются до чистоты поверхности, при которой следы доводки становятся не видны невооруженным глазом. Стойкость штампов, наблюдаемая на практике, составляет от 10 до 100 тыс. изделий, т. е. значительно превышает стойкость кузнечных штампов. В Англии стремятся конструировать штампы с большим запасом прочности, учитывая усталостные напряжения, возникающие в процессе выдавливания.

Процесс холодного выдавливания в Англии не рассматривается как окончательная операция при обработке точных изделий, он в большинстве своем заменяет обдирочные операции и не исключает окончательной механической обработки. Заменяя горячую штамповку холодным выдавливанием, создают необходимые условия для создания в механических цехах при обработке выдавливаемых деталей непрерывных поточных линий.

Новые методы формоизменения, разработанные в ЧССР и названные процессами радиального прессования и холодного выдавливания (доклад инж. Франтишек Кочечны, Шмераловы заводы, Врно, Чехословакия), привлекают особое внимание

¹ Краткий обзор докладов, прочитанных на Международном симпозиуме, созванном в Праге (ЧССР) 13—21 сентября 1960 г. в связи с осенней ярмаркой в Брно.

мание. Проведенными исследованиями доказываются большие возможности экономического формоизменения, получаемого выдавливанием из заготовок в виде колец и методом холодного радиального прессования.

Часто для выдавливания сложных пустотелых деталей применяются заготовки из цельнотянутых труб. На рис. 1 показаны переходы при холодном выдавливании в случае применения в качестве заготовки сплошного стержня, а на рис. 2 — переходы в случае применения в качестве заготовки трубы. Несмотря на высокую стойкость таких заготовок, применение их в указанных случаях оправдывается: сокращается количество переходов при выдавливании, значительно уменьшаются удельные давления и т. п., однако в большинстве

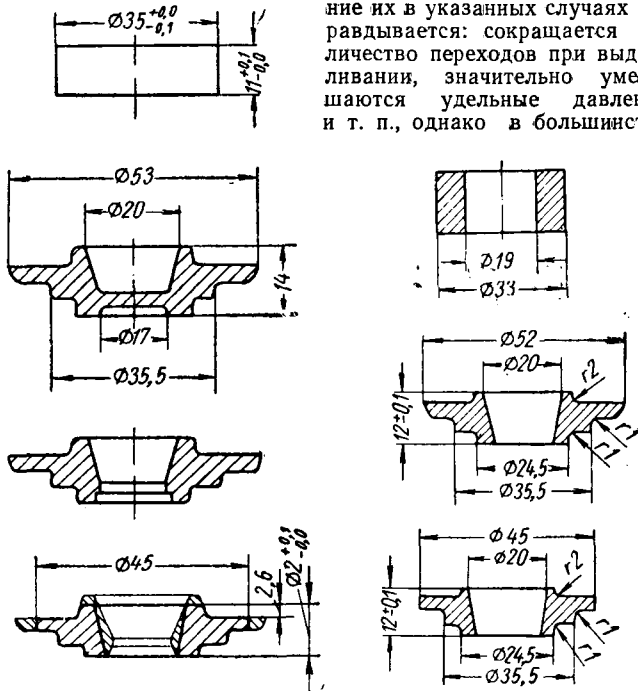


Рис. 1.

Рис. 2.

других случаев использование труб в качестве заготовки экономически нецелесообразно.

В отличие от обычно применяемого метода выдавливания деталей со сквозным отверстием из пустотелых заготовок в виде цельнотянутых труб или пустотелых заготовок, обработанных предварительно обтачиванием, исследовательским институтом на Шмераловых заводах разработан метод выдавливания тонкостенных деталей разнообразной конфигурации из сваренных в стык колец.

Сварные кольцевые заготовки получены методом завивки отрубленного от бунта стержня, сварки с одновременным удалением облоя на сварочном автомате и нормализации. После нормализации производится калибровка, устранение некруглости кольца и мягкий отжиг для устранения внутренних напряжений, созданных калибровкой. Фосфатирование и смазка являются обязательными межоперационными видами обработки заготовок.

Конфигурация и габаритные размеры, а также промежуточная форма полученных таким образом деталей даны на рис. 3—7. Выдавливание таких деталей протекает при невысоких удельных давлениях, величина которых для стали 11354 составляет 120—128 кг/мм², стали 11370 — 145—168 кг/мм², стали 11374 — 140—150 кг/мм², стали 12010 — 145—154 кг/мм², что создает благоприятные условия для стойкости инстру-

мента. Более экономичный процесс изготовления из несвариваемых кольцевых заготовок менее ответственных и менее нагруженных деталей типа шайб, втулок, вставок и т. п. был также проверен при формообразовании. В этом случае сварка и нормализация не применялись.

Химические составы исследованных марок сталей приведены в табл. 1.

Сущность новых методов холодного радиального прессования заключается в том, что профиль получаемого изделия создается в стальной заготовке путем одновременного быстрого или медленного радиального сближения к центру не-

скольких пуансонов. Давление зажима обычно создается ползуном пресса. Пуансоны расположены в соответствующих направляющих, а их количество определяется конструкцией изделия. На рис. 8 показаны разновидности симметричных и асимметричных форм изделий, получаемых методом радиаль-

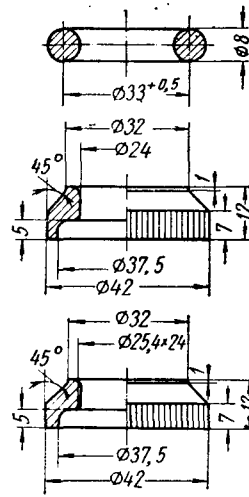


Рис. 3.

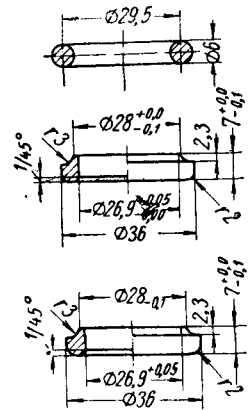


Рис. 4.

ного прессования за один удар: развертки, шестерни, вкладыши и др.

Форма и размеры изделий создаются выдавливанием металла при внедрении радиально расположенных пуансонов в тело заготовки. При свободном прессовании возникают большие осевые усилия, которые создаются вследствие движения материала вдоль оси изделия, что приводит к удли-

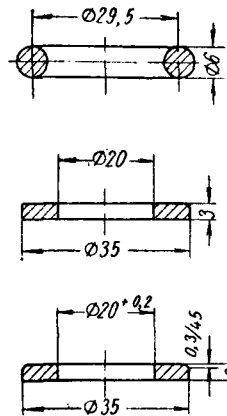


Рис. 5.

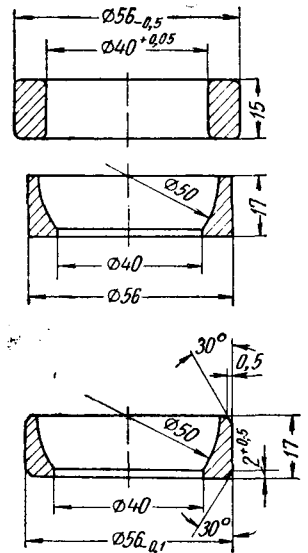


Рис. 6.

нению последнего и получению бочкообразной формы на рабочей части. Для устранения этого устанавливают с двух сторон штампа прочные плиты и делают специальные вырезы на пуансонах, в результате чего задерживается осевое перемещение металла; иногда применяют пуансоны с вырезами и

Таблица 1

Марка стали	Химический состав					$\sigma_{\text{в}}$ кг/мм ²	Способность к формообразованию
	C	Mn	Si	S	P		
11354	0,1	—	—	0,05	0,05	35—42	Очень хорошая
11370	0,15	—	—	0,05	0,05	37—45	Хорошая
11374	0,15	—	—	0,05	0,05	37—45	Очень хорошая
12010	0,13	0,6	0,35	0,04	0,04	32—42	То же

одну плиту. Развертки получают с припуском для шлифования 0,3—0,4 мм.

Указанным способом в ЧССР обрабатываются изделия из цветных металлов, углеродистых, инструментальных и быстрорежущих сталей с прочностью 60—85 кг/мм². Испытания на износ изделий, полученных методом радиального прессования, показали, что износ их на 20% меньше, чем износ изделий, полученных обычным методом.

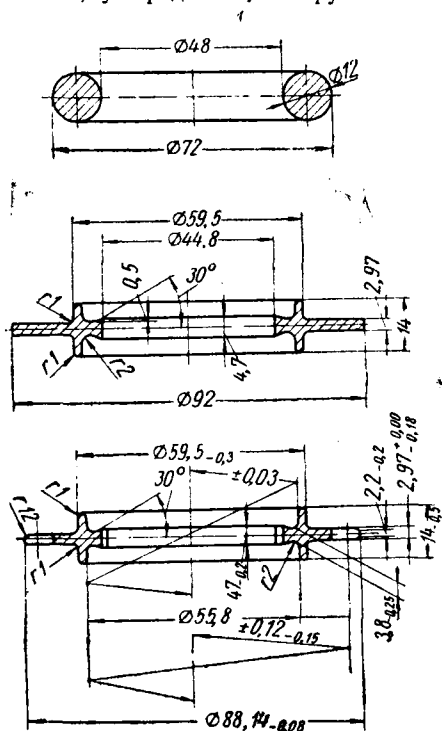


Рис. 7.

режущих сталей с прочностью 60—85 кг/мм². Испытания на износ изделий, полученных методом радиального прессования, показали, что износ их на 20% меньше, чем износ изделий, полученных обычным методом.

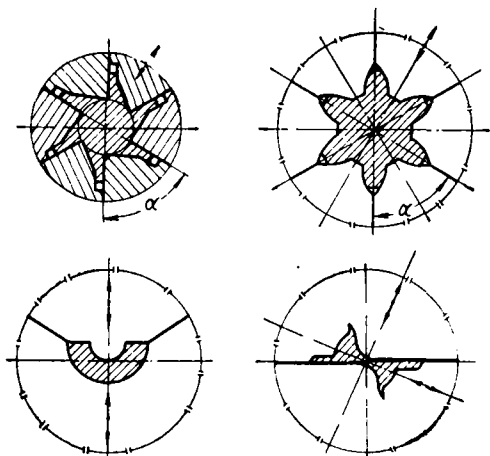


Рис. 8.

Производительность нового метода в 30—40 раз выше, чем производительность фрезерования; экономия материала 20—40% в зависимости от вида изделия.

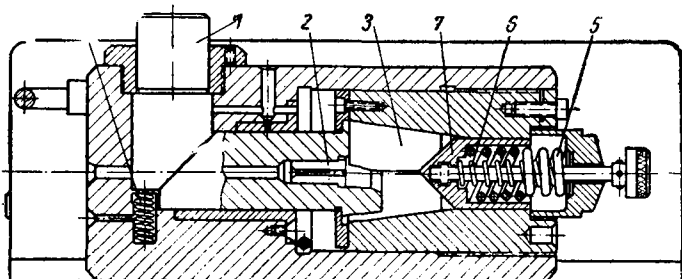


Рис. 10.

Конструкция штампа показана на рис. 9. Штамп устанавливается на столе пресса, изделие подводится при помощи рукоятки или пневматически.

Методом радиального прессования с постепенной подачей формообразующих пуансонов получают детали или стержни любой длины с зубцами типа мелких шестерен. Процесс выдавливания осуществляется в штампе (рис. 10) в следующем порядке. Заготовка в виде прутка любой длины подается в штамп через отверстие на определенно рассчитанную величину. Под действием ползуна пресса вертикальный клин 1 перемещается вниз и передвигает вперед центрирующую призму с центрирующей втулкой 2, пуансоном 3 и заготовкой. При этом перемещении пуансоны сближаются, вдавливаясь в заготовку, создавая требуемый профиль. С отходом ползуна пресса вертикальный клин под действием пружины 4 отводится вверх, а центрирующая призма с пружиной 5 и 6 перемещается конусной поверхностью центра 7 в исходное положение. Обратное движение происходит при постоянном контакте скошенных поверхностей вертикального клина и поверхности центрирующей призмы. После этого материал перемещается вперед для повторения цикла.

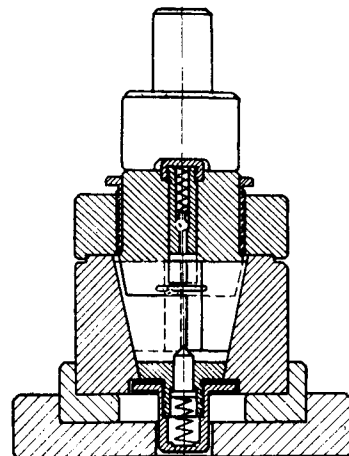


Рис. 9.

Пуансоны имеют форму, изображенную на рис. 11. Угол α найден экспериментально, величина его для данных размеров зуба 3—5°. Оптимальная подача прутка вдоль оси устанавливается по формуле

$$S = \frac{(0,1 - 0,2) h}{\text{tg } \alpha}$$

где h — величина раскрытия плашек в радиальном направлении;

α — угол заборной части.

Диаметр заготовки определяется по эмпирической формуле

$$D_v = D \sqrt{K}$$

где D — диаметр, соответствующий площади сечения отпрессованного профиля (рис. 12);

K — коэффициент, зависящий от материала и формы зуба.

Коэффициент K находят по табл. 2.

Таблица 2

Марка материала	K	
	Z = 4	Z = 6 ÷ 16
Мягкая латунь, легкие сплавы	1,48—1,49	1,48—1,49
Твердая латунь, бронза	1,50—1,51	1,50—1,51
Сталь до 35—40 кг/мм ²	1,51—1,52	1,54—1,56
Сталь до 50—60 кг/мм ²	1,52—1,59	1,56—1,60
Сталь быстрорежущая и инструментальная	1,53—1,54	1,58—1,62

На размер заготовки оказывает влияние глубина и форма зуба на заборной части, поэтому формула справедлива для соотношения

$$\frac{R_h}{R_p} = 1,3 \div 2,1,$$

где R_h — радиус по головке зуба выдавленной детали;
 R_p — радиус внутренний;

$R_h - R_p$ — глубина заходной части зуба.

Практически диаметр заготовки подбирается экспериментально; экспериментально подбирается и форма профиля заборной части пуансонов.

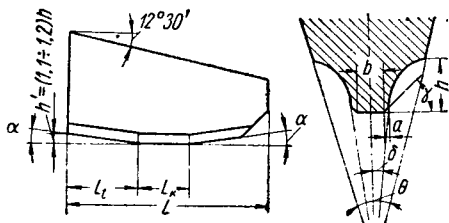


Рис. 11.

Качество поверхности зуба при отполированных пуансонах не ниже НСК 0,2; точность шестерен модуля — 1 в пределах 0,1 мм; стойкость пуансонов 200—400 тыс. шестерен; производительность 20 шт. в час.

В ЧССР для получения шестерен указанным методом создана автоматизированная линия, состоящая из двух прессов и пруткового автомата.

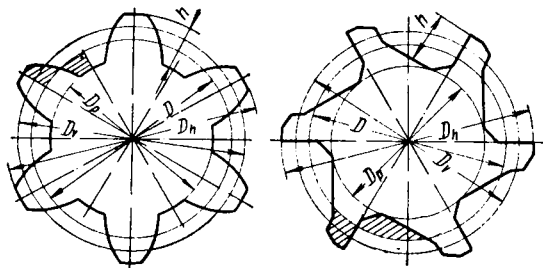


Рис. 12.

В связи с развитием производства точных штампов методамиковки, выдавливания и высадки без нагрева и с применением нагрева необходимо повысить стойкость штампов и снизить стоимость их изготовления путем создания наилучших условий при их эксплуатации, армирования штампов, применения электроимпульсных методов при изготовлении ручьев и др. Указанные проблемы нашли большое отражение в работе Международного симпозиума. Большие успехи СССР по электроимпульсной обработке штампов, изготовлению сложных по форме твердосплавных штампов вносят коренные улучшения в технологию производства последних и значительно снижают затраты труда на изготовление штампов.

Вопросы термической нагрузки кузнечных штампов были освещены в докладе представителя ЧССР. Проведенные в ЧССР исследования преследовали цель теоретически обосновать пути увеличения стойкости кузнечных штампов.

С применением вделанных в штамп систем термопар при нормальных режимах эксплуатации штампов был определен диапазон температур в отдельных местах формовочных и калибрующих ручьев штампов.

Установлено, что температура в теле вставки формовочного ручья при штамповке одной заготовки колебалась в пределах 550—850°, в торце штампа в пределах 350—550° и минимально 250—350°.

После 5 мин.ковки температура снизилась до 420°, а в торце 280°. После окончания калибровки в наиболее нагреваемом месте температура соответствовала 140° и в торце 120°.

В течение цикла, равного одному часу, температура штампа подвергалась попеременной нагрузке с 850 до 120°. Это вызвано тем, что штамп в течение 30 сек. подготовки оставался открытым и не подогревался.

Исследованиями было также установлено, что трещины образуются на более твердых поверхностях штампов быстрее, чем на мягких, что вызывается меньшей пластичностью твердой стали, ее чувствительностью к концентрации напряжений. Исследование искусственно науглероженной поверхности штампов показало, что цементация ускоряет образование трещин.

Исследования показали, что предварительный подогрев штампов (до работы) резко увеличивает ударную вязкость материала штампов. Подогрев следует вести на подогревательных решетках или газовыми обогревателями, но обязательно прогрев должен быть постепенный и равномерный, до температуры 300°. Эту температуру необходимо поддерживать и в процессе работы. Подогрев путем вкладывания в ручей нагретой болванки недопустим, так как вызывает резкий местный перегрев полости.

В докладе инж. Ярослава Индра (ЧССР) показаны результаты большой исследовательской работы, проведенной на заводах им. В. И. Ленина в Пильзене, по установлению наилучших методов изготовления ковочных штампов и влияния их на стойкость штампов. Исследованию и оценке подвергались все известные методы получения штампов: обработкой резанием, холодным и горячим выдавливанием, давлением в жидком состоянии, литьем, электроимпульсной и ультразвуковой обработкой. В результате испытаний изготовленных указанными методами штампов установлена стойкость штампов. Коэффициент стойкости дан ниже.

Обработка резанием	1,0
Обработка давлением в холодном состоянии	3,5
Обработка давлением в горячем состоянии	2,0
Обработка давлением в жидком состоянии	1,2—1,5
Литые штампы	1,0—1,5
Электроимпульсная обработка	1,0—1,2

Новые научные изыскания в области применения больших скоростей при формоизменениях металла привлекают к себе большое внимание в связи с новыми задачами, возникающими перед технологами. Установлено, например, что труднопластичные металлы — сплавы титана — в ряде случаев поддаются штамповке только при применении высоких скоростей. Штамповкой листовой стали и труб на установках, имеющих скорости выше 300 м/сек, получаемые с помощью взрывчатых веществ, практически разрешается задача изготовления форм деталей крупногабаритных размеров, деталей сложной формы в мелкосерийном производстве или таких, которые не могут быть получены в штампах. Преимущество штамповки с применением взрывчатых веществ сказывается в том, что для получения деталей не требуется мощное пресовое оборудование и сложные металлические штампы, поскольку давления в этих случаях создаются энергией взрыва в специальных камерах.

Наряду с примерами практического применения процесса формоизменения с помощью взрывчатых веществ многие параметры новых процессов не установлены и являются предметом научных исследований специалистов всех стран.

На симпозиуме был заслушан ряд теоретических докладов (проф. Фарлир, инж. Граздил и др.) о разложении напряжения на поверхности деталей, подвергаемых давлению при высоких скоростях деформации и характере изменения свойств материалов (повышение предела прочности на растяжение, предела сдвига и др.) при высоких и сверхвысоких скоростях давления и доклада (д-ра проф. Драстик) о конструкциях установок для испытания металлов на скоростях давления 50—100 м/сек.

Оборудование подразделяют на четыре основные группы: 1) имеющие скорости до 1 м/сек, достигаемые на механических прессах; 2) имеющие скорости от 5—10 м/сек, достигаемые при работе на молотах; 3) имеющие скорости от 50—200 м/сек, достигаемые на оборудовании новых типов; 4) скорости свыше 300 м/сек, достигаемые взрывом взрывчатых веществ.

Для работы на скоростях 50—100 м/сек еще до сих пор не было экспериментального оборудования и законы формоизменения на этих скоростях экспериментальной оценки не получили. Д-ром проф. Ф. Драстик были сконструированы две машины: установка для испытания на растяжение при скорости до 100 м/сек и пневматический копер для испытания давлением при скорости приблизительно 50 м/сек.

Установка для испытания на растяжение представляет собой вращающийся маховик диаметром 700 мм. Маховик может развивать 3000 оборотов в минуту, что позволяет рвать без понижения оборотов опытный образец диаметром 6 мм.

Число оборотов маховика и тензометрически измеряемые разрывные усилия регистрируются на осциллограмме. Приспособление для ввода образца в видку вращающегося маховика представляет собой насадку, в которой укрепляется образец, и тензометрические датчики. Насадка и образец под действием пружины имеют возможность поворачиваться на оси в направлении маховика.

Для правильного попадания образца в вилку последний утолщенной частью укладывается в застёжке несущего упо-

Для более мощных установок, предназначенных для штамповки листовой стали при помощи резиновых подушек, создается копер (рис. 14) с облегченным поршнем, позволяющим получать скорости удара 100 м/сек.

На указанной установке были произведены исследования сопротивления деформации стальных образцов диаметром 30 мм и высотой 60 мм, нагретых до температуры 1050°.

При одном ударе осадка образца по высоте составила 60 — 55 = 5 мм.

Среднее сопротивление деформации определяется по формуле

$$A = 1000 \cdot kV \ln \frac{h_0}{h_1} = 36,7 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2,$$

где k — среднее сопротивление деформации в $\text{кг}/\text{мм}^2$;

V — объем обработанного образца;

h_0 — высота до осаживания;

h_1 — высота после осаживания;

A — работа удара, равная 134 кгм.

Сравнение с сопротивлением деформации такого же образца при статической нагрузке показывает, что для сжатия на 5 мм нагретого образца требуется работа 20 кгм, что соответствует сопротивлению деформации 5,5 $\text{кг}/\text{мм}^2$ или в 7 раз меньше. Отсюда вытекает, что скорость деформации оказывает неблагоприятное влияние на сопротивление деформации, но в то же время возникающее высокое сопротивление деформации при скоростях приблизительно 100 м/сек можно использовать при холодном выдавливании сложных форм без межоперационного отжига, для получения высокой степени деформации при листовой штамповке, при получении точных деталей и т. п.

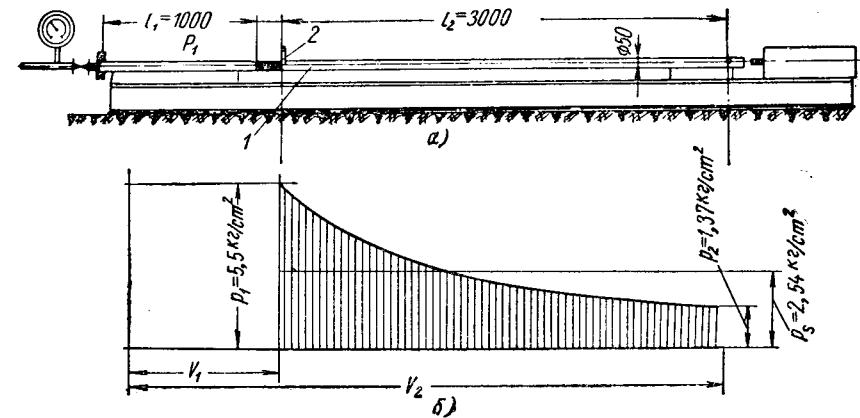


Рис. 13.

ра. Во время вращения маховика выступ отбрасывает эластично укрепленную застёжку и образец захватывается вилкой за утолщенную часть.

Пневматический экспериментальный копер для штамповки давлением на больших скоростях (рис. 13, а) представляет собой калиброванную трубу 1 длиной 4 м с внутренним диаметром 50 мм. В трубе движется молот, выполненный в виде поршня с манжетным уплотнением. Поршень на расстоянии $l_1=1000$ мм удерживается застёжкой 2. В полость трубы вводится сжатый воздух под давлением p_1 ; при освобождении поршня давление воздуха повышает скорость поршня. Так как поршень имеет очень малый вес, он получает большие скорости при сравнительно небольшой длине рабочего пути. При весе поршня $G=1$ кг, диаметре поршня $d=5$ см теоретическая скорость, достигаемая в конце рабочего пути,

$$V = 4d \sqrt{\frac{p_s l_2}{G}} = 4 \cdot 5 \sqrt{\frac{2,54 \cdot 3}{1}} = 55 \text{ м/сек},$$

где p_s — среднее давление, которое определяется из диаграммы расширения (рис. 13, б) при предположении, что $pv = \text{const}$.

$$p_s = \frac{p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}}{v_2 - v_1} = \frac{p_1 l_1 \ln \frac{l_1 + l_2}{l_1}}{l_2}$$

или при $p_1=5,5 \text{ кг}/\text{см}^2$, $p_s=2,54 \text{ кг}/\text{см}^2$.

Теоретическая работа копра при $F=19,6 \text{ см}^2$, $l=3$ м.

$$A = 19,6 \cdot 2,54 \cdot 3 = 149,7 \text{ кгм}.$$

При введении незначительных поправок на трение поршня фактическая скорость $v=55 \cdot 0,95=52 \text{ м/сек}$.

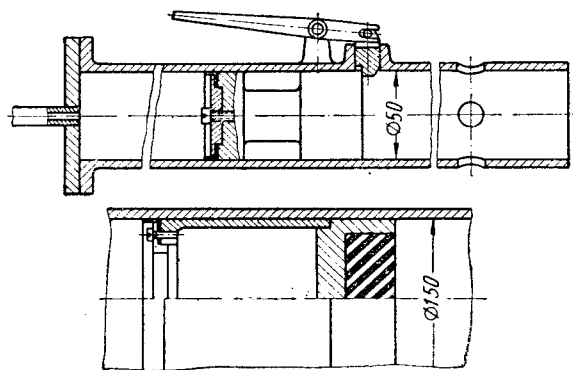


Рис. 14.

Однако все эти вопросы подлежат дальнейшему экспериментальному изучению.

Работа симпозиума показала, что в области обработки давлением разрабатываются и начинают широко внедряться новые процессы, развитие которых в перспективе окажет большое влияние на совершенствование технологических процессов получения заготовок и готовых деталей в машиностроении.

Многопозиционные прессы-автоматы

Л. А. ПРИЩЕПИОНОК

Барнаулский завод механических прессов

МНОГОПОЗИЦИОННЫЕ прессы-автоматы являются одним из наиболее прогрессивных видов прессового оборудования. Они широко применяются в автомобильной промышленности и других отраслях машиностроения.

Барнаулский завод механических прессов, который изготавливает и многопозиционные прессы, к настоящему времени освоил модели прессов усилием 20, 40, 80, 160, 250 и 400 т с числом рабочих позиций от 8 до 10.

Автоматы могут быть оборудованы подачей для штучных заготовок и для полосы. На прессах усилием 40 и 80 т имеются устройства для шахматной вырубki.

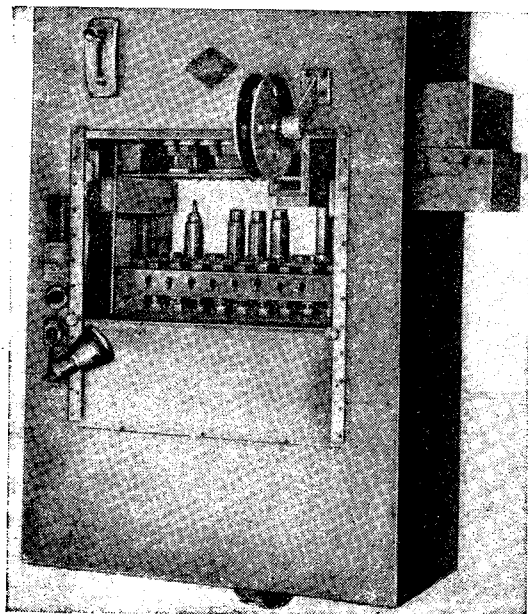


Рис. 1.

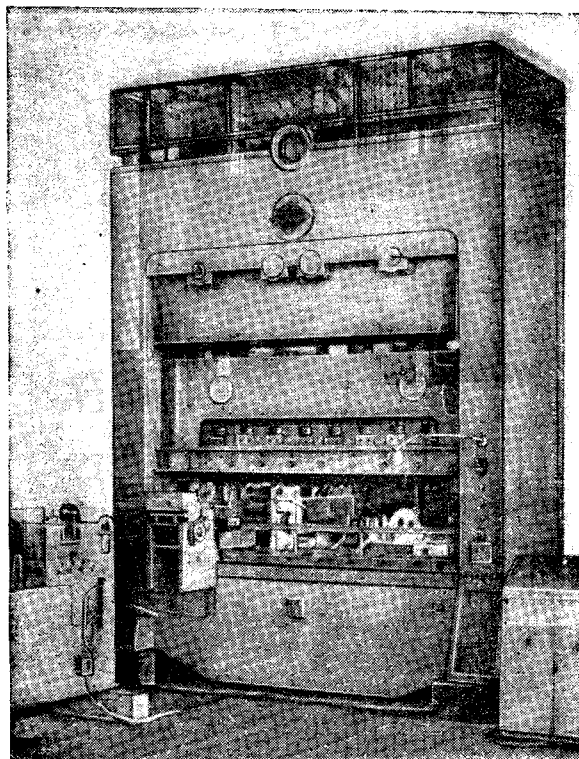


Рис. 2.

В таблице приведены основные данные этих автоматов.

Коленчатые валы прессов-автоматов усилием 20 (рис. 1) и 80 т параллельны фронту прессы. Автомат усилием 40 т имеет разрезной главный вал и бугельные колеса. Привод прессов автоматов усилием 160, 250, 400 т снабжен бугельными колесами с неподвижными осями, перпендикулярными к фронту.

Привод продольного перемещения грейфера на автоматах усилием 20, 40, 80, 400 т осуществляется от кулака, связанного с главным валом прессы. На автоматах усилием 160 и 250 т (рис. 2) продольное перемещение грейфера осуществляется механизмом с мальтийским крестом. Поперечное перемещение грейферных линеек на всех автоматах, кроме автоматов усилием 80 и 400 т, производится клиньями, укрепленными на ползуне прессы.

Станины прессов усилием 20 и 40 т цельносварные, а прессов усилием 160, 250, 400 т составлены из сварных стола, стоек и траверсы, скрепленных между собой стяжными болтами; автомат усилием 80 т имеет литую станину. Автоматы оснащены как передними (толкающими), так и задними (тянущими) валковыми подачами. Прессы имеют правильно-разматывающие установки и устройства для сматывания отходов в рулон. Отходы также можно резать на части ножницами, которые устанавливаются на жорпусе задней валковой подачи.

Параметры	Модель прессы					
	АА-821	АБ-822	А-823	А-825	А-826С	А-827
Усилие прессы в т	20	40	80	160	250	400
Ход ползуна в мм	140	200	150	200	200	300
Число ходов ползуна в минуту	60	25-50	40	30	25	20
Количество позиций	8	10	8	8	8	8
Расстояние между позициями в мм	75	130	210	300	300	450
Регулировка пуансонодержателей по высоте в мм	15	40	50	80	80	100
Закрытая высота в мм	270	350	525	670	590	850
Наибольшая ширина ленты в мм	75	120	300	250	250	420
Наибольшая глубина вытяжки в мм	45	65	50	65	65	100
Расстояние от стола до уровня подачи ленты в мм	160	200	270	390	390	460
Расстояние от стола до уровня грейферных линеек в мм	150	150	210	300	300	340
Расстояние между линейками в мм:						
наибольшее	135	230	300	400	400	530
наименьшее	85	170	200	250	250	380
Толщина подштамповой плиты в мм	40	50	90	90	90	140
Электродвигатель:						
тип	АОС-42-6		АС-71-6	АС-71-6	АС-71-4	АС-92-6
мощность в квт	1,7	7	14	20	28	55
число оборотов в минуту	860	900	870	1 380	1 965	900
Габаритные размеры прессы в плане в мм:						
длина	1 515	1 565	3 370	4 600	4 600	4 945
ширина	1 800	2 590	4 435	2 015	2 115	2 370
Габаритные размеры установки в плане в мм:						
длина	2 625	2 625	2 625	4 600	4 600	6 000
ширина	2 590	2 590	2 590	9 000	9 000	9 195
Высота прессы над уровнем пола в мм	2 360	2 965	4 000	5 230	5 150	5 695
Вес прессы в кг	2 380	10 570	21 420	34 970	41 380	59 990
Вес установки в кг	10 664	10 664	10 664	38 730	45 260	64 560

При установке на средней позиции дополнительной подачи штучных заготовок или валковой подачи можно штамповать детали, для которых требуется малое количество операций, в два потока, в результате чего удваивается производительность прессы. Автоматы снабжаются пневматическими подушками для прижима при вытяжке.

В случае необходимости штамповать детали «дном вниз» на столе прессы могут быть установлены дополнительные съемники в виде вилок. Деталь, поднимаясь с пуансоном, упирается во втулку съемника, снимается с пуансона и остается на уровне верхней плоскости штампов. Наличие таких съемников позволяет применять штампы значительно более простой конструкции.

На элементах, которые нужно регулировать при переналадке прессы на другую деталь, устанавливаются указатели-линейки. На рейферных захватах имеются предохранители для контроля за наличием заготовок. Если заготовка застряла в верхней или нижней части штампа, предохранители размыкают электрическую цепь привода прессы и останавливают его.

Автоматы оборудованы фотоэлектронным счетчиком готовых изделий и ограждениями или фотозавесой, предохраняющими руки рабочего от попадания в зону штампов.

Для ускорения и облегчения смены штампов на автомате усилием 400 т установлен специальный тельфер; для удаления отходов из верхней части штампов имеется качающийся выбрасыватель.

Автоматы, выпускаемые в настоящее время заводом, значительно отличаются по конструкции от автоматов, которые описаны в настоящей статье. Новые автоматы выполнены с учетом современных требований, предъявляемых к многопозиционным прессам.

Компоновка новых прессов такова, что валы привода расположены параллельно фронту. Система шестерен привода выполнена в виде отдельного редуктора, от которого при помощи длинного вала движение передается бугельным колесам. Этим достигается максимальная унификация деталей прессов и упрощается предусмотренное ГОСТом 8260-56 изготовление прессов с разным числом позиций для одного усилия, а также повышается точность изготовления, обеспечивается возможность узловой сборки, понижается шумность работы привода.

В новых прессах первая позиция помещается по оси левой стойки и шатуна. Этим ползун и стол разгружаются от изгибающих усилий при вырубке, и деформация их при работе уменьшается. На правой и левой стойках имеются окна для прохода рейферных линеек. Поперечное движение рейферных линеек производится с помощью клиньев, закрепленных на ползуне.

Продольное перемещение рейфера производится кулаком на главном валу через реечно-шестеренчатую передачу.

На автоматах установлены пуансонодержатели патронах новой конструкции, более удобной для настройки. Конструк-

ция выталкивателя на ползуне устроена так, что обеспечивается наименьший прогиб опорной траверсы и тем самым более надежное выталкивание деталей из верхних половин штампов. Автоматы оснащаются указателями усилий, которые при перегрузке размыкают электрическую цепь и останавливают пресс.

Для возможности прижима деталей при штамповке их «дном вниз» в ползунах имеются пневматические прижимные цилиндры.

В столе прессов для отдельных позиций встроены пружинные выталкиватели и пневматические подушки. Конструкция их такова, что можно без демонтажа легко устанавливать лотки для удаления отходов из нижних половин штампов.

Особое внимание уделено сокращению времени переналадки прессов. Автоматы оснащаются выдвижными подштамповыми плитами, позволяющими снять с прессы сразу весь комплект штампов, установить подготовленные на запасной плите штампы для другой детали. Установка и снятие отдельных позиций верхних и нижних половин штампов при ремонте и переналадке значительно облегчается наличием специального манипулятора в виде аккумуляторного погрузчика с вилкой. У легких и средних автоматов при переналадке можно быстро сменить рейферные линейки вместе с захватами. Тяжелые автоматы оснащаются быстросъемными рейферными захватами типа струбцин, легко снимаемыми с линеек при ослаблении винтов.

Все регулируемые элементы располагаются возможно ближе к рабочему месту и снабжаются указателями-линейками, позволяющими быстро установить заданную настройку. На прессах имеются указатели положения ползуна лимбового типа.

Для удобства при настройке, а также для выбора оптимального режима при штамповке различных деталей привод автоматов оснащается бесступенчатым регулированием числа ходов.

В настоящее время устанавливается регулируемый привод на постоянном токе. В дальнейшем предполагается переход на механические вариаторы.

В целях расширения технологических возможностей на автоматах можно будет производить различные дополнительные операции: сборку штампуемой детали с какой-либо другой, например сепаратора подшипника с заклепкой; нарезание резьбы в штампуемых деталях малогабаритными резьбо-нарезными головками; операции контроля; переворачивание детали на 180°.

В автоматы можно встраивать высокочастотные индукторы для промежуточного отжига, сварочные головки для сварки штампуемой детали с какой-либо другой, подаваемой из магазина-питателя.

Из новых прессов в настоящее время изготавливаются автоматы усилием 40 т.

Усилие, необходимое для штамповки методом выдавливания поковок поворотного кулака

А. М. СМУРОВ, С. В. НИКИТИН

НИИАвтопром

УСИЛИЕ, необходимое для штамповки, надо учитывать при проектировании технологического процесса. Знание потребных усилий штамповки в предварительном и окончательном ручьях позволяет рационально использовать штамповочное оборудование, избежать поломки его и штампов, а также способствует увеличению срока их службы.

НИИАвтопромом совместно с кузнечным цехом Московского автозавода имени Лихачева разработан и внедрен в производство процесс штамповки на кривошипном ковочно-штамповочном прессе поковок поворотного кулака грузового автомобиля ЗИЛ-164 методом выдавливания [1].

Применение выдавливания на прессе позволило сократить потери металла путем приближения веса и формы поковки к весу и форме готовой детали и значительно сократить коли-

чество штамповочного оборудования за счет исключения штамповочных молотов.

Штамповка поковок поворотного кулака по новому методу осуществляется за три перехода: осадка заготовки, предварительная штамповка выдавливанием и окончательная штамповка. Применяется заготовка диаметром 120 мм, длиной 210 мм из стали 40Х.

На рис. 1 показаны вставки ковочного штампа. Во вставке перехода I производится осадка заготовки для сбивки окалин с боковой поверхности и придания заготовке формы, удобной для центровки в предварительном ручье; во вставке перехода II — выдавливание заготовки (эскиз поковки после штамповки в предварительном ручье показан на рис. 2), а во вставке перехода III — окончательная штамповка.

Ниже произведен расчет усилий, нужных для штамповки поковки поворотного кулака в предварительном (переход II) и окончательном (переход III) ручьях.

Штамповка в предварительном ручье. Изменение формы заготовки в конечный момент деформирования в предварительном ручье протекает таким образом, что

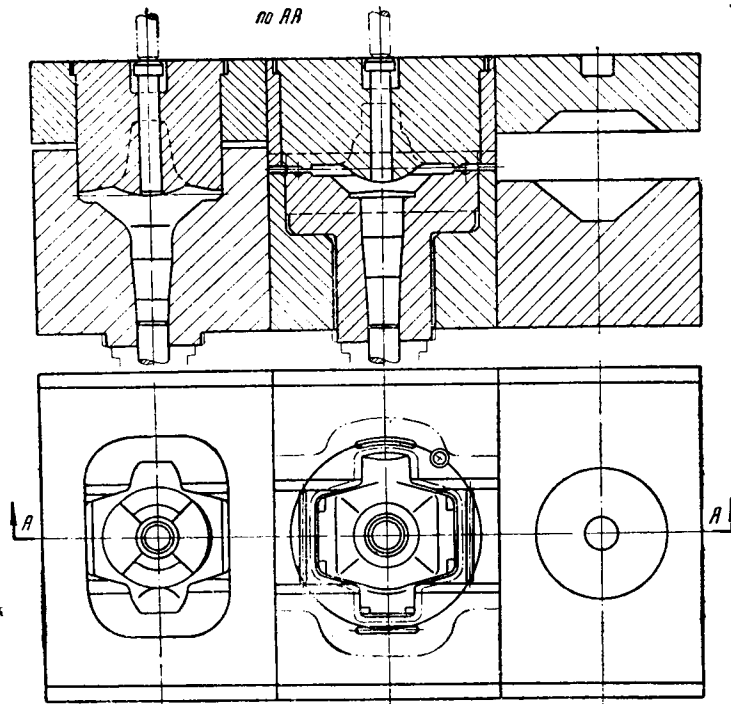


Рис. 1.

течение металла в плоскости, перпендикулярной к вертикальной оси, ограничивается вертикальными стенками нижней половины штампа; течение металла в коническую полость штампа происходит без противодействия, а две верхние полости, расположенные в пуансоне, целиком металлом не заполняются.

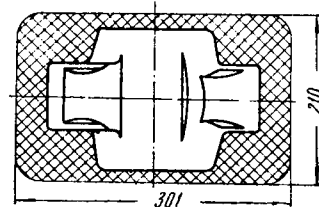
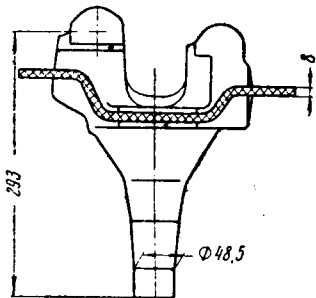


Рис. 2.

при пластическом деформировании является совместное решение дифференциальных уравнений равновесия с уравнением (условием) пластичности [2], [3].

С этой целью рассмотрим в конечный момент деформирования расчетное (на рис. 3 изображено сплошной линией, а действительное сечение изображено штриховой линией) сечение поковки I—0—VII (фиг. 4).

На участке I (рис. 3) выделим бесконечно малый элемент и составим уравнение равновесия действующих на него сил в полярной системе координат (рис. 4 и 5).

Чтобы дать решение в замкнутом виде задачи о пластическом равновесии при заполнении металлом участка I, применим упрощающие допущения: 1) вследствие симметрии граничных условий распределение напряжений относительно биссектри-

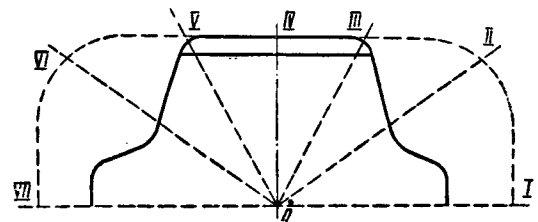
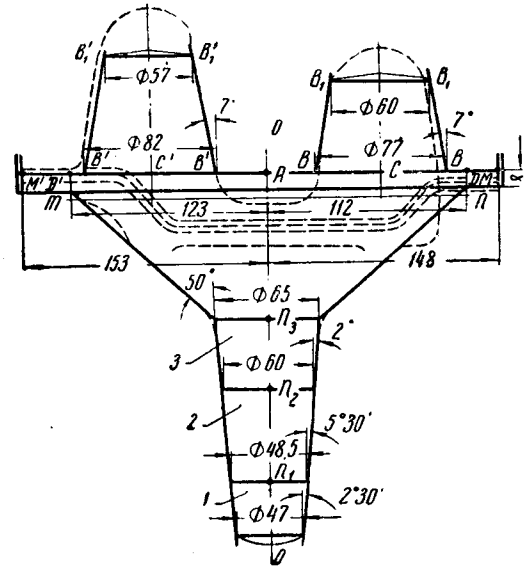


Рис. 3.

сы угла, равного 2β , является симметричным (рис. 5); 2) осесимметричную задачу рассмотрим как плоскую. Уравнения равновесия, составленные с учетом принятых допущений, после преобразования имеют вид (рис. 5)

$$r \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} - \frac{\partial \tau}{\partial \varphi} - \sigma_t + \sigma_r = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \sigma_t}{\partial \varphi} - r \frac{\partial \tau}{\partial r} - 2\tau = 0, \quad (2)$$

где σ_r — радиальное напряжение;
 σ_t — тангенциальное напряжение;
 τ — касательное напряжение.

Уравнение (условие) пластичности принимается в следующем виде:

$$\sigma_t - \sigma_r = \sigma_s, \quad (3)$$

где σ_s — предел текучести.

Дифференцируем уравнение (1) по φ и уравнение (2) по r , затем вычтем первый результат из второго. Тогда с учетом условия (3) получим

$$\frac{\partial^2 \tau}{\partial \varphi^2} - r^2 \frac{\partial^2 \tau}{\partial r^2} - 3r \frac{\partial \tau}{\partial r} = 0. \quad (4)$$

Совместное решение уравнений (3) и (4) с учетом того, что при $\varphi = 0$ $\tau = 0$, а при $\varphi = \beta$, $\tau = \frac{\sigma_s}{2}$ дает возможность

получить значение радиального напряжения σ_r , действующего по оси $O-O$ на участке I (рис. 4 и 5):

$$\sigma_r = \sigma_s \left(1 + \frac{1}{2\beta_1} \right) \ln \frac{d}{d_1},$$

где $d_1 < d < d_2$.

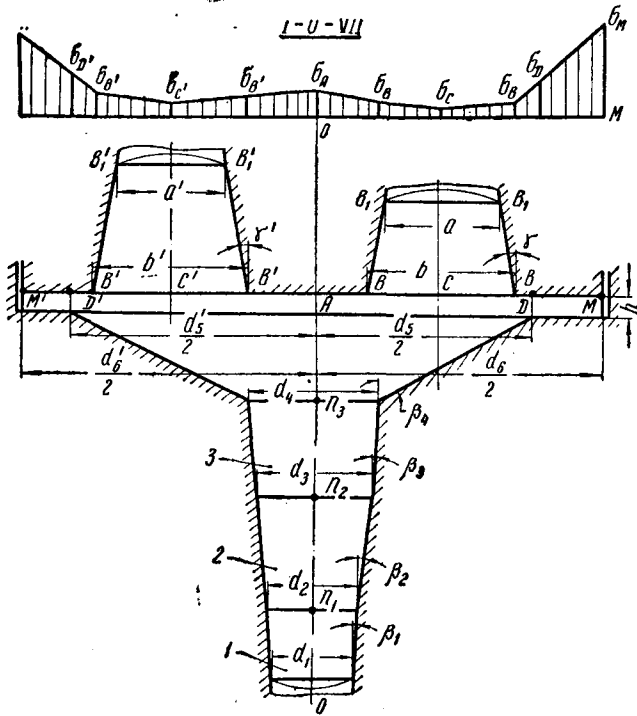


Рис. 4.

При $d = d_2$ (точка n_1) $\sigma_r = \sigma_1$, тогда

$$\sigma_1 = \sigma_s \left(1 + \frac{1}{2\beta_1} \right) \ln \frac{d_2}{d_1}.$$

Решая аналогичную задачу для всех участков, получим значение $\sigma_r = \sigma_i$ для i -го участка:

$$\sigma_i = \sum_{k=1}^{i-1} \sigma_s \left(1 + \frac{1}{2\beta_k} \right) \ln \frac{d_{k+1}}{d_k}, \quad (5)$$

где k — число участков.

Определим нормальное давление на пуансон в точке A (по расчетному сечению на рис. 4), используя формулу (5),

$$\sigma_A = \sigma_s \left[\left(1 + \frac{1}{2\beta_1} \right) \ln \frac{d_2}{d_1} + \left(1 + \frac{1}{2\beta_2} \right) \ln \frac{d_3}{d_2} + \left(1 + \frac{1}{2\beta_3} \right) \ln \frac{d_4}{d_3} + \left(1 + \frac{1}{2\beta_4} \right) \ln \frac{d_{np}}{d_4} \right]. \quad (6)$$

Точка A является общей для сечений $0-I$, $0-II$, $0-III$ и т. д. (см. рис. 3). Напряжение σ_A влияет, как будет показано ниже, на величину напряжений в каждом из названных сечений. Поэтому для уменьшения погрешности приведенную величину d_{np} в выражении (6) определим исходя из действительных размеров ручья, т. е.

$$d_{np} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}},$$

где F — площадь сечения $m-n$ (см. рис. 3).

При $F = 24 \cdot 310 \text{ мм}^2$ имеем

$$d_{np} = \sqrt{\frac{4 \cdot 24 \cdot 310}{3,14}} = 176 \text{ мм.}$$

Нормальное напряжение в точке D больше нормального напряжения в точке A на величину σ_s . Отсюда

$$\sigma_D = \sigma_A + \sigma_s. \quad (7)$$

Решая уравнения равновесия сил, приложенных к элементарному объему в верхней (правой на рис. 4) полости пуансона, совместно с уравнением (3), можно получить величину напряжения в точке C :

$$\sigma_c = \sigma_s \left(1 + \frac{1}{2\gamma} \right) \ln \frac{b}{a}, \quad (8)$$

где a , b и γ — расчетные величины полости, представленной в схематизированном виде.

Размеры этой полости определены из равенства действительных и принятых площадей сечений, перпендикулярных к плоскости чертежа и проходящих через точки B , B' , C и C' (фиг. 4).

Напряженне в точке B

$$\sigma_B = \sigma_c + \sigma_s. \quad (9)$$

Рассмотрим место в районе точки M (рис. 4). В некоторый момент деформирования зазор между вертикальными стенка-

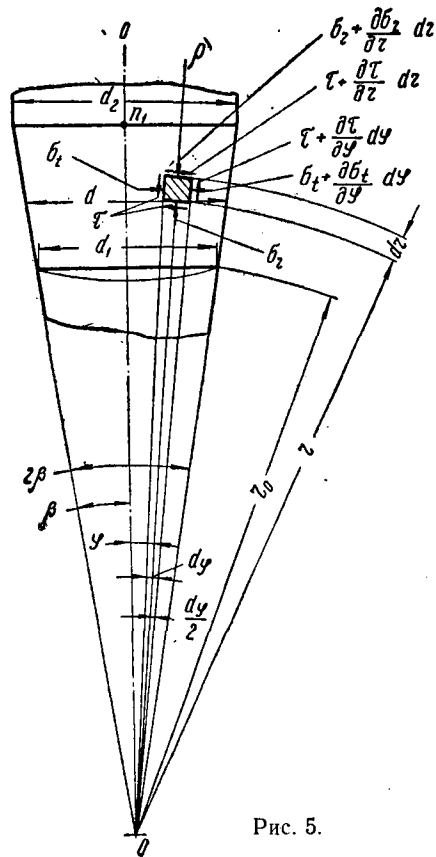


Рис. 5.

ми матрицы и пуансона не заполняется металлом. Можно показать [5], что нормальное напряжение в точке M

$$\sigma_M = \frac{\sigma_s}{2} + \sigma_s \alpha_i = \frac{\sigma_s}{2} + \frac{\pi}{2} \sigma_s \approx 2,1 \sigma_s,$$

где α_i — угол поворота направления характеристик, равный $\frac{\pi}{2}$.

В конечный момент деформирования в зависимости от зазора Δ между вертикальными стенками матрицы и пуансона может образоваться торцовый заусенец. Поэтому величина σ_M должна быть больше на некоторую величину $\epsilon = f\left(\frac{l_3}{\Delta}\right)$,

т. е.

$$\sigma_M = (2,1 + \epsilon) \sigma_s. \quad (10)$$

Зависимость $\varepsilon = f\left(\frac{l_s}{\Delta}\right)$, где l_s — высота торцового заусенца, является неопределенной. Однако при $\frac{l_s}{\Delta} \rightarrow \infty$ или $\Delta \rightarrow 0$ (что соответствует отсутствию торцового заусенца) величина ε , увеличиваясь, принимает некоторое предельное значение. Согласно выражению (10) напряжение σ_M имеет предел, значение которого можно определить исходя из предположения, что нормальное напряжение, увеличиваясь от точки D к точке M , изменяется по закону прямой, тангенс угла наклона которой равен $\frac{\sigma_s}{2h}$ [2], [4].

Поэтому (рис. 4)

$$\sigma_M = \sigma_D + \frac{\sigma_s}{2h} (d_6 - d_5). \quad (11)$$

При расчете усилий необходимо учитывать колебание температуры поковки во времени. На величину напряжений в каждой точке деформируемого металла влияет значение предела текучести, зависящего от температурно-скоростных условий деформации. В данном случае выберем значение предела текучести, соответствующее наименьшей практически возможной температуре при штамповке поковки кулака на кривошипном прессе. Необходимо также принимать во внимание неравномерное распределение температуры в объеме поковки.

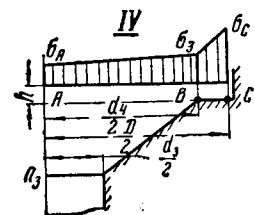
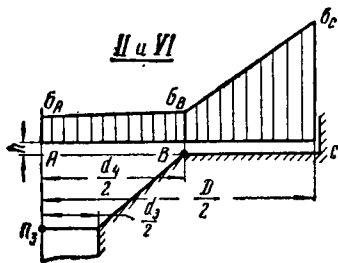
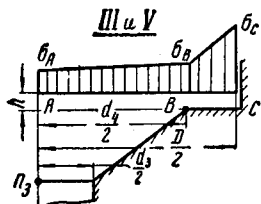


Рис. 6.

Используя величины нормальных напряжений в каждой характерной точке, построим эпюры напряжений (рис. 4 и 6) для сечений $0-I$, $0-II$, $0-III$ и т. д.

Полное усилие выдавливания равно (в масштабе) объему пространственной эпюры напряжений, т. е.

$$P = \iint_V \sigma dF,$$

где F — площадь проекции поверхности контакта металла с пуансоном на горизонтальную плоскость;

σ — вертикальная составляющая нормального напряжения.

Для построения пространственной эпюры необходимо знать зависимость напряжения от координаты φ , т. е. от угла поворота рассматриваемого сечения относительно, например, сечения $0-I$, напряжения в котором можно принять за начальные (при $\varphi = 0$). Выразить эту зависимость математически не удастся даже упрощенно.

Однако, зная распределение напряжений в выделенных сечениях, можно построить упрощенную пространственную эпю-

ру напряжений, если принять линейную зависимость напряжения от координаты φ . Подсчитанный объем пространственной эпюры V оказался равным 352 000 мм³.

Учитывая масштаб построения эпюры (1:8), определяем полное усилие штамповки в предварительном ручье:

$$P = 8V = 352\,000 \cdot 8 = 2\,816\,000 \text{ кг} = 2\,816 \text{ т.}$$

Таким образом, полное усилие штамповки в предварительном ручье P определено путем измерения объема схематизированной эпюры напряжений, построенной по данным

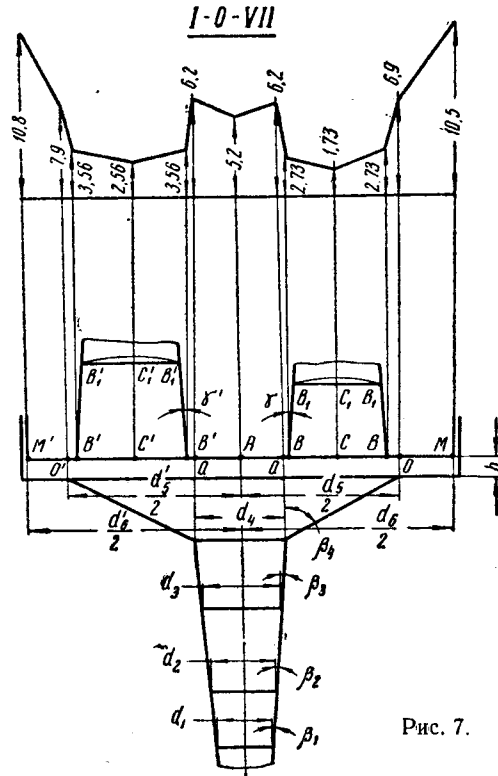


Рис. 7.

(6)–(9) и (11). Для нахождения этих зависимостей были использованы исходные уравнения в частных производных (1) и (2) и разработанные методы [2] и [4], позволяющие решить частную задачу, т. е. определить усилие штамповки поковки при заданных условиях.

Целесообразно для сравнения провести расчет усилия штамповки в предварительном ручье по методу А. В. Ребельского. Этот метод разработан применительно к штамповке выдавливанием поковок различной конфигурации [4].

Следуя методике [4], определим относительное удельное давление в точке A (рис. 7):

$$n_A = (1 + \mu) \ln \frac{F_n}{f_n} + \left(1 + \frac{\mu_0}{\tan \beta}\right) \ln \frac{f_n}{f_A} + \mu \frac{\Pi h}{2F_n},$$

где F_n — площадь поковки в плане;
 Π — периметр поковки (по сечению MM');
 $\mu = 0,4$;
 $\mu_0 = 0,3$;

$$f_n = \frac{\pi d_4^2}{4};$$

$$f_A = \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

Принимается среднее значение $\beta = \beta_2 = 5^\circ 30'$. Таким образом,

$$n_A = (1 + 0,4) \ln \frac{59\,900}{3020} + \left(1 + \frac{0,3}{0,096}\right) \ln \frac{3020}{1730} + 0,4 \frac{980,8}{2 \cdot 59\,900} = 5,2.$$

относительное удельное давление в точке *a*

$$n_a = n_A + 1 = 5,2 + 1 = 6,2;$$

относительное удельное давление в точке *C*

$$n_c = \left(1 + \frac{0,3}{0,122}\right) \ln \left(\frac{77}{60}\right)^2 = 1,73;$$

относительное удельное давление в точке *B*

$$n_B = n_C + 1 = 1,73 + 1 = 2,73;$$

относительное удельное давление в точке *D*

$$n_D = n_a + \mu \frac{d_5 - d_4}{h + \frac{d_5 - d_4}{\operatorname{tg} \beta_4}} = 6,2 + 0,4 \frac{224 - 65}{8 + \frac{224 - 65}{1,92}} = 6,9;$$

относительное удельное давление в точке *M*

$$n_M = n_D + \mu \frac{2\rho}{h};$$

$$\rho = \frac{d_6 - d_5}{2};$$

$$n_M = 6,9 + 0,4 \frac{2(296 - 224)}{2 \cdot 8} = 10,5.$$

Аналогично определены значения n_i для других характерных точек данного сечения и остальных выделенных сечений (см. рис. 3).

Подсчитанный объем эпилоры, построенный по данным относительных давлений, $V_s = 416\ 000$.

Далее определим среднее значение n :

$$n = \frac{V_s}{F} = \frac{416\ 000}{59\ 900} = 6,94.$$

Принимая распределение температуры в поковке равномерным, найдем $\sigma_s = 7,5 \text{ кг/мм}^2$.

Полное усилие штамповки в предварительном ручье определяется по следующей формуле:

$$P = k_p F,$$

где

$$k_p = n \sigma_s = 6,94 \cdot 7,5 = 52 \text{ кг/мм}^2.$$

Следовательно,

$$P = 52 \cdot 59\ 900 = 3\ 120\ 000 \text{ кг} = 3\ 120 \text{ т}.$$

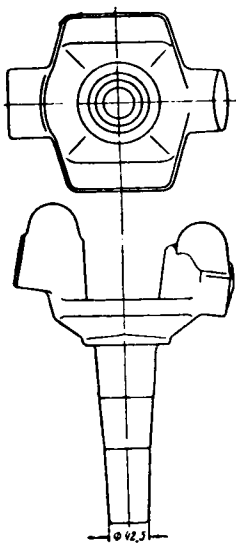


Рис. 8.

Штамповка в окончательном ручье. Окончательная штамповка поковок производится в ручье открытого типа (см. рис. 1). На рис. 8 показана поковка, отштампованная в этом ручье.

При штамповке с облоем ручей заполняется несколько раньше момента, соответствующего нижнему положению пуансона. Поэтому в самом конце процесса продолжает деформироваться только слой металла, находящийся на уровне плоскости разреза штампа. Толщину слоя деформируемого металла можно считать равной толщине облоя [3], а напряженное состояние слоя — близким к напряженному состоянию при осаживании под плоскими бойками. При этом касательные напряжения, возникающие в плоскости течения металла, достигают значения $\frac{\sigma_s}{2}$. Касательные напряжения в пло-

кости контакта металла и облойной канавки пропорциональны величине $\mu \sigma_s$ (μ — коэффициент трения). На этом основании процесс деформирования в конечный момент штамповки представим как осадку некоторой поковки плоскими бойками (рис. 9), имеющей в горизонтальной плоскости очертания поковки поворотного кулака с облоем (ввиду симметрии показана половина осаживаемой поковки в плане, т. е. фигура *ABCDEFHLM*) и высоту h , равную толщине облоя. Далее полагаем, что в плоскости контакта металла с бойками касательные напряжения пропорциональны величине $\mu_{cp} \sigma_s$. Значение

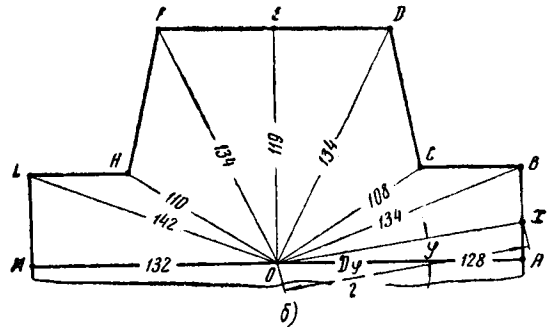
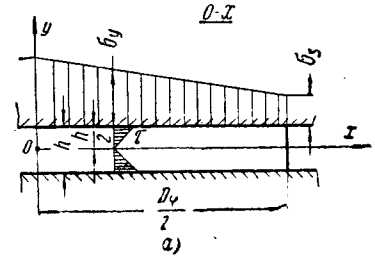


Рис. 9.

среднего коэффициента трения μ_{cp} определим как среднearифметическую величину из следующего выражения:

$$\mu_{cp} \sigma_s = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_s}{2} + \mu \sigma_s \right).$$

При горячей деформации коэффициент трения μ может быть принят равным 0,3. Следовательно, $\mu_{cp} = 0,4$.

Рассмотрим сечение *O—X*, повернутое относительно сечения *O—A* на некоторый угол φ (рис. 9, а). С целью упрощения будем считать, что в каждой точке рассматриваемого сечения наблюдается плоская деформация. Для плоского деформированного состояния дифференциальные уравнения равновесия имеют такой вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} = 0; \\ \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau}{\partial x} = 0, \end{cases} \quad (12)$$

а условие пластичности (с учетом $\mu_{cp} \tau \approx \frac{\sigma_s}{2}$)

$$\sigma_y - \sigma_x = 0. \quad (13)$$

При совместном решении уравнений (12) и (13) можно получить значение σ_y (рис. 9, б):

$$\sigma_y = \sigma_s \left(1 + \frac{M_{cp} D_\varphi}{h} - \frac{2 M_{cp} x}{h} \right).$$

Отнеся зависимость $D_\varphi = f(x, \varphi)$ к некоторым фиксированным значениям угла φ , соответствующего сечения *O—A*, *O—B*, *O—C* и т. д., найдем распределение напряжений в каждом из названных сечений. Например, для сечения *O—A* имеем

$$\sigma_y = \sigma_{O-A} = \sigma_s \left(1 + \frac{\mu_{cp} D_{O-A}}{h} - \frac{2 \mu_{cp} x}{h} \right),$$

Удельное давление p определяется так:

$$P_{O-A} = \sigma_s \frac{4}{\pi D_{O-A}^2} \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^{\frac{D_{O-A}}{2}} \left(1 + \frac{\mu_{cp} D_{O-A}}{h} - \frac{2\mu_{cp}x}{h} \right) x dx = \sigma_s \left(1 + \frac{\mu_{cp} D_{O-A}}{3h} \right). \quad (14)$$

Аналогично найдем удельные давления и для остальных сечений. В табл. 1 приведены значения p , вычисленные по формуле (14). Зная величины p_{O-A} , p_{O-B} , p_{O-C} и т. д., найдем средние удельные давления p_{Δ} для каждого участка (треугольника): OAB , OBC и т. д. как среднеарифметические величины:

$$p_{\Delta OAB} = \frac{1}{2} p_{O-A} + \frac{1}{2} p_{O-B};$$

$$p_{\Delta OBC} = \frac{1}{2} p_{O-B} + \frac{1}{2} p_{O-C}$$

и т. д.

Полное усилие штамповки

$$P = 2 \sum p_{\Delta} F_{\Delta},$$

где F — площадь участка (треугольника) по фиг. 9.

Принимая значение $\sigma_s = 7 \text{ кг/мм}^2$ при температуре поковки в среднем 1000° и используя данные табл. 1, получим полное усилие, необходимое для штамповки поковки в окончательном ручье:

$$P = 2 \sum p_{\Delta} F_{\Delta} = 2 \cdot 191636,3 \cdot 7 = 2683 \text{ т.}$$

Таблица 1

Участок (треугольник)	Площадь в мм ²	Среднее удельное давление в кг/мм ²	Усилие на участке (треугольнике) $p_{\Delta} F_{\Delta}$ в кг
<i>OAB</i>	3860	7,35	28371,0
<i>OBC</i>	3900	6,85	26715,0
<i> OCD</i>	1960	6,85	13426,0
<i>ODE</i>	3070	7,13	21889,1
<i> OEF</i>	3860	7,13	27521,8
<i> OFH</i>	4310	7,00	30170,0
<i> OHL</i>	2370	7,40	17538,0
<i> OLM</i>	3440	7,56	26006,4
Всего:		$\sum p_{\Delta} F_{\Delta} = 191636,3$	

Приведем расчет усилия штамповки в окончательном ручье по методике, предлагаемой в работе [4].

Усилие в конечный момент деформирования

$$P = P_{нок} + P_3,$$

причем

$$P_{нок} = k_p F,$$

где F — площадь поковки в плане, равная $36\,000 \text{ мм}^2$;

$$k_p = \sigma_s n_{нок};$$

$$n_{нок} = 3 \left(1 + 0,1 \frac{b_3}{h_3} + 0,05 \frac{D_n}{h_{cp}} + 0,15 \frac{h_{np}}{D_n} \right).$$

В выражении для величины $n_{нок}$, b_3 и h_3 — соответственно длина и толщина заусенца в облойном мостике. Приведенный

диаметр поковки (без заусенца) $D_n = 211 \text{ мм}^2$. Средняя приведенная высота поковки $h_{cp} = 58 \text{ мм}$.

Поэтому

$$n_{нок} = 3 \left(1 + 0,1 \frac{13}{5,5} + 0,05 \frac{211}{58} + 0,15 \frac{58}{211} \right) = 4,22.$$

Следовательно,

$$k_p = 7 \cdot 4,22 = 29,6 \text{ кг/мм}^2;$$

$$P_{нок} = 29,6 \cdot 36\,000 = 1\,070\,000 \text{ кг} = 1070 \text{ т.}$$

Для определения величины P_3 при предположении, что проштамповывается почти весь заусенец, найдем

$$n_3 = 2 \left(1 + 0,1 \frac{h_{cp}}{D_n} + 0,1 \frac{b'}{h_3} \right);$$

$$n_3 \approx 2 \left(1 + 0,1 \frac{58}{211} + 0,1 \frac{60}{7} \right) = 3,76.$$

Площадь заусенца шириной b'

$$F_3 = b' L_{cp},$$

где L_{cp} — длина заусенца по периметру;

$$F_3 = 60 \cdot 964 = 57\,840 \text{ мм}^2.$$

Следовательно,

$$K_p = \sigma_s n_3 = 8,5 \cdot 3,76 = 32 \text{ кг/мм}^2;$$

$$P_3 = K_p F_3;$$

$$P_3 = 32 \cdot 57\,840 = 1850 \cdot 880 \text{ кг} = 1851 \text{ т.}$$

В итоге находим максимальное значение усилия штамповки.

$$P = P_{нок} + P_3 = 1070 + 1851 = 2921 \text{ т.}$$

В настоящее время поковки поворотного кулака штампуют на кривошипном ковочно-штамповочном прессе усилием 4000 т.

Таблица 2

Ручей	Усилие в т		Относительная разница в %
	Определено по предлагаемому расчету	Определено по методике (4)	
Предварительный	2816	3120	9,7
Окончательный	2683	2921	8,2

В табл. 2 даны усилия, необходимые для штамповки в предварительном и окончательном ручьях, полученных при расчете обоими способами.

Небольшая разница между величинами усилий (не более 9,7%), определенных с использованием инженерного метода расчета, показывает целесообразность упрощений аналитического и графического порядка и их приемлемость для практических расчетов при разработке технологических процессов штамповки на кривошипных ковочно-штамповочных прессах поковки сложной конфигурации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чесноков В. К., Морковки Б. В., «Кузнечно-штамповочное производство» № 5, 1959.
2. Томленов А. Д., Теория пластических деформаций металлов, Машгиз, 1951.
3. Смирнов-Аляев Г. А., Розенберг В. М., Теория пластических деформаций металлов. Механика конечного формоизменения, Машгиз, 1956.
4. Ребельский А. В., Исследование параметров и методика проектирования процессов объемной горячей штамповки, сб. «Процессы штамповки и их технологические параметры», Машгиз, 1959.
5. Живов Л. И., К вопросу об определении усилий закрытой осадки, Труды МВТУ, Машгиз, 1953.

Возникновение пузырей на окрашенной поверхности автомобилей

А. А. ДМИТРИЕВА, А. П. ЧИФИНА, С. Д. КОКИН

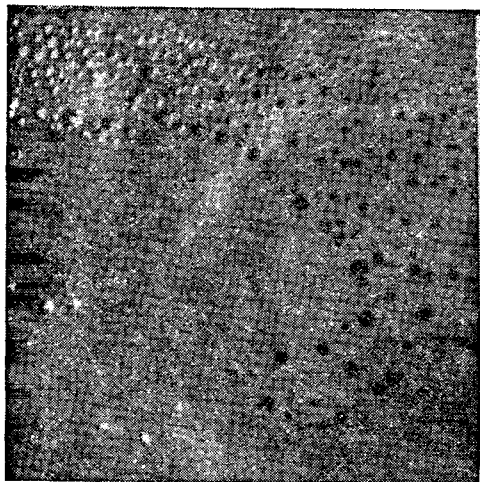
Московский автозавод малолитражных автомобилей

ЗА ПОСЛЕДНЕЕ время в отечественной автомобильной промышленности широко внедряется процесс ускоренного фосфатирования (бондеризации) кузовов перед окраской.

Так, например, на Горьковском и Ульяновском автозаводах, а также Московском заводе малолитражных автомобилей перед окраской кузова фосфатируют; на Московском автозаводе имени Лихачева перед окраской фосфатируют оперения грузовых автомобилей. Фосфатирование кузовов или оперения независимо от конструкции агрегата следует рассматривать как автоматический процесс подготовки поверхности к окраске, в результате которого поверхность хорошо очищается от загрязнения и на поверхности металла образуется фосфатная пленка из нерастворимых фосфорнокислых солей. Фосфатные покрытия улучшают сцепление (адгезию) с последующими лакокрасочными материалами и увеличивают в 2—3 раза антикоррозионную стойкость всего покрытия.

Однако с внедрением этого прогрессивного метода участились случаи образования пузырей на окрашенной поверхности кузова (вздутия лакокрасочной пленки).

Последнее объясняется тем, что фосфатная поверхность в отличие от гладкой нефосфатированной поверхности имеет губчатое строение и задерживает большее количество водорастворимых солей, что является основной причиной возникновения



пузырей. Следовательно, при фосфатировании создается более благоприятная среда для возникновения пузырей. Поэтому с введением фосфатирования должно быть улучшено качество отмывки фосфатированной поверхности от водорастворимых солей.

Пузырьки (см. рисунок) на окрашенной поверхности кузова возникают следующим образом.

В агрессивной среде, когда влажность воздуха выше 75% и резко изменяется температура, на поверхностях автомобиля (главным образом, горизонтальных) происходит конденсация влаги. Эта влага проникает через поры лакокрасочного покрытия и достигает частиц водорастворимых солей, оставшихся неудаленными. Эти слои гигроскопичны по своей природе,

активно впитывают влагу и, увеличиваясь в своем объеме, давят на слои краски, вызывая их вздутие; создаваемое давление пропорционально температуре и концентрации солей.

Получение очагов давления не зависит от природы растворимых солей; безразлично, будут ли это несмываемые соли раствора фосфатирования, или соли жесткости воды, или пот с рук рабочего, — незначительное количество любых водорастворимых солей вызывает образование пузырей, которые могут располагаться как по металлу, так и между слоями лакокрасочного покрытия.

Следовательно, возникновению пузырей при наличии водорастворимых солей в покрытии будут способствовать:

плохая адгезия между последовательно наносимыми слоями краски; недостаточная сушка эмалей (несоблюдение режима сушки в соответствии с ТУ); вкрапление из воздуха частиц пыли, увеличивающих пористость покрытия.

Исходя из теоретического обоснования причин возникновения пузырей на окрашенной поверхности и практических работ по устранению указанного дефекта, следует рекомендовать следующие мероприятия.

Необходимо тщательно отмывать поверхности от водорастворимых солей на всем протяжении подготовки и окраски кузова.

При строительстве окрасочного цеха надо прежде всего позаботиться об обеспечении этого цеха деминерализованной водой.

В случае транспортировки и хранения готовых автомобилей надо избегать длительного нахождения их в условиях, благоприятствующих возникновению пузырей. Ни в коем случае нельзя транспортировать автомобили в закрытых (не решетчатых) ящиках или в трюмах пароходов, не имеющих специальной вентиляции, а также упаковывать в различные влагопроницаемые пленки (типа полиамидных).

В процессе эксплуатации не следует покрывать автомобиль материалами типа брезент или хранить в помещении с повышенной влажностью.

На Московском заводе малолитражных автомобилей были получены в процессе эксперимента результаты, свидетельствующие об улучшении качества отмывки поверхностей от водорастворимых солей при введении в ванну пассивирования фосфорной кислоты, до общей кислотности 0,9 точек.

Было также установлено, что возможно консервировать водорастворимые соли нанесением более плотных и несколько утолщенных слоев покрытия. Хорошие результаты по стойкости покрытия к возникновению пузырей были получены при электростатическом нанесении шпатлевки и трех слоев эмали по фосфатированной и грунтованной (методом пульверизации) поверхности.

Таким образом, при введении такого безусловно полезного мероприятия, как фосфатирование, требуется одновременное поднятие общей культуры производства в цехе, а именно: безусловное выполнение технологического процесса с выдерживанием рецептурных и температурных режимов ваии, применение при отмывке кузова деминерализованной (обессоленной) воды, соблюдение температур и времени сушки, обеспечение нужной толщины покрытий, а также высококачественное выполнение работ по профилактике оборудования и поддержание общей чистоты в цехе. В противном случае фосфатирование может вместо значительного увеличения срока службы автомобиля ухудшить защитные свойства лакокрасочного покрытия.

ГРУЗОПОДЪЕМНИК К ВЕРТИКАЛЬНО-ПРОТЯЖНЫМ СТАНКАМ

В МЕХАНИЧЕСКИХ цехах автозаводов часто применяются вертикально-протяжные станки с высоко расположенными рабочими столами, высота расположения которых иногда достигает 2,5 м от уровня пола.

При размещении таких станков рядом со станками, имеющими обычную высоту расположения столов, затрудняется транспортировка деталей к рабочему месту.

На Ярославском моторном заводе изготовлен подъемник к вертикально-протяжным станкам (см. рисунок).

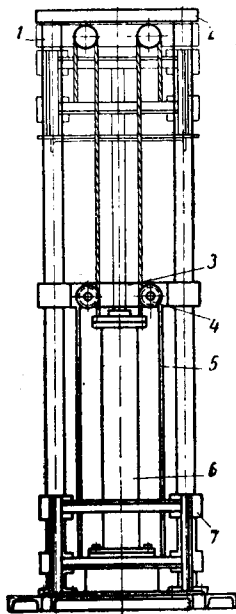
Работа при помощи грузоподъемника происходит следующим образом. Рабочий устанавливает ящик с деталями с пола на грузовую каретку, затем со своего рабочего места включает подъемник, и груз поднимается до уровня стола станка.

Обработанные детали передаются по склизу на другой станок или укладываются в ящик. Грузовая каретка опускается под действием собственного веса. Выходящий через дроссель отработавший воздух амортизирует опускание груза.

Подъемник устроен просто.

Стойки 1, изготовленные из стальных труб, соединены сверху швеллером 2. Между направляющими стойками установлен рабочий поршневой цилиндр, шток которого соединен с траверсой 3. Траверса с установленными на ней двумя блоками 4 перемещается по стойкам, через блоки перекинут трос 5, один конец которого крепится к крышке ци-

линдра 6, второй — к грузовой каретке 7. Параллельность стоек обеспечивается центрированием по расточенным отверстиям на основании в швеллере.



К основанию стойки крепятся фланцами.

Наличие системы подвижных блоков позволяет поднимать груз на высоту,

равную удвоенному рабочему ходу поршня в цилиндре. Принцип работы грузоподъемника аналогичен принципу работы узла автопогрузчика.

В грузоподъемнике могут применяться цилиндры одностороннего и двухстороннего действия, причем первые могут быть плунжерными и поршневыми, а вторые только поршневыми.

Большими преимуществами обладают плунжерные цилиндры, так как внутренняя часть гильзы цилиндра может быть необработанной. В гидравлическом цилиндре плунжерного типа плунжер, изготовленный из трубы, перемещается в направляющих чугунных втулках. В верхней втулке установлены уплотняющие кольца. Между верхней и нижней втулками имеется распорная втулка. В качестве основного цилиндра используется труба.

Ограничение хода плунжера достигается упором в торец нижней втулки кольца. Цилиндр заглушен снизу дном и имеет сверху фланец для соединения с крышкой цилиндра. В крышке помещен войлочный кольцевой сальник для устранения течи масла и защиты от грязи при входе плунжера в цилиндр.

Применение грузоподъемника при работе на вертикально-протяжных станках значительно облегчает условия труда и повышает производительность.

И. А. ЗАК

Ярославский моторный завод

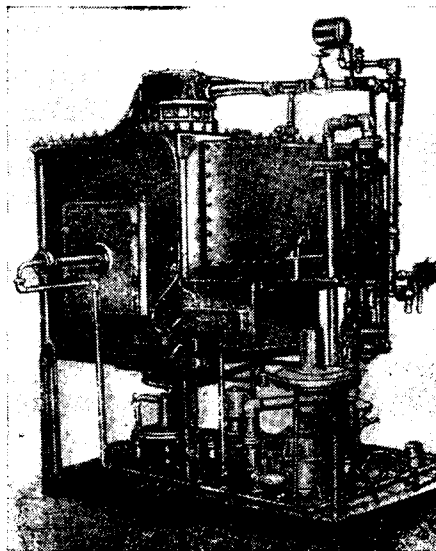
ОДНОРЕТОРТНЫЙ ГАЗОГЕНЕРАТОР С ГАЗОВЫМ ОБОГРЕВОМ

ГЕНЕРАТОР (см. рисунок) предназначен для индивидуального снабжения контролируемой атмосферой крупных печей или группы мелких печей.

Генератор нагревается с помощью панельных газовых горелок, обеспечивающих равномерный обогрев реторты с катализатором. Местные перегревы, характерные для обычных газовых горелок, совершенно исключаются.

Регулировка температуры нагрева автоматическая — при помощи прибора ЭПД-32 с пневматической изодромной приставкой.

В комплект генератора входит блок очистки исходных газов от примесей серы.



Техническая характеристика

Производительность в м ³ /час	40—50
Температура реторты в° С	1050—1100
Нагрев реторты	Газовый
Расход газа для получения атмосферы в м ³ /час;	

на основе метана	10
на основе пропана	4

Расход газа на нагрев генераторов м³/час:

на основе метана	4—5
на основе пропана	1—2

Габаритные размеры в мм:

длина	2200
ширина	1500
высота	2500

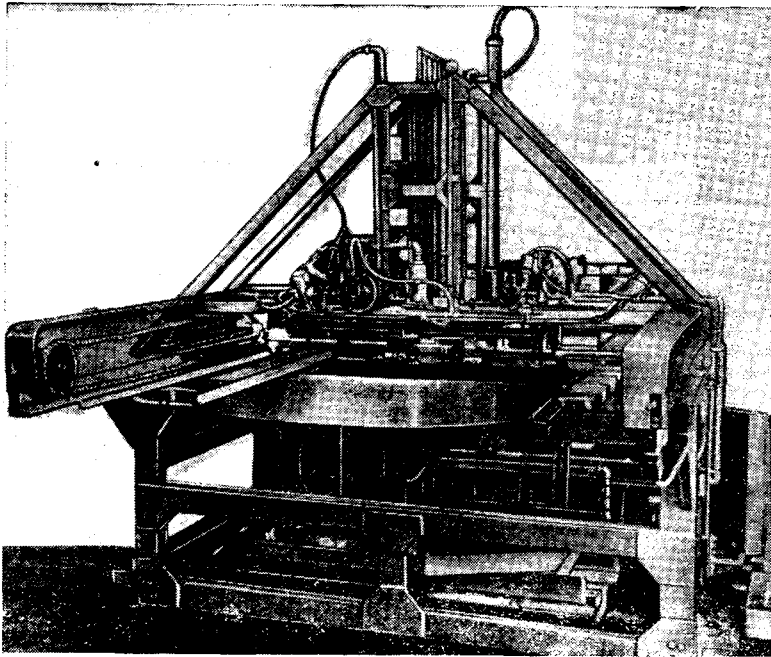
Генератор внедрен в производство на Горьковском автозаводе.

**А. Г. ГОЛУБЕВ, В. Н. СТЕПАНОВА,
Л. С. ЮРГЕНЕВ**

НИИТАвтопром

ЗАГРУЗЧИК ЛИСТОВ В ШТАМП ПРИМЕНИТЕЛЬНО К КРУПНОГАБАРИТНЫМ ДЕТАЛЯМ

ЗАГРУЗЧИК (см. рисунок) служил для автоматической подачи крупногабаритных листов в тяжёлые штампы.



Листы подаются с одного уровня, что достигается периодическим подниманием всей стопы листов подъемным столом.

Для предупреждения одновременной подачи двух листов загрузчик снабжен магнитными распушителем и радиоактивным источником контроля толщины подаваемых листов.

Загрузчик легко перемещается по рельсам, по которым он отводится при переналадке штампов или при работе вручную.

Подъемный стол загрузчика может быть использован для съема тяжелых штампов с прессы и установки в него.

Загрузчик внедряется в производство на Московском автозаводе имени Лихачева.

Использование загрузчиков позволит улучшить условия труда, обеспечить безопасность работы и повысить в 2 раза производительность труда.

Техническая характеристика

Производительность (максимальная) в шт/час . . .	360
Размеры загружаемых листов в мм:	
длина	2000—2200
ширина	1000—1400
толщина	0,8—1,5
Высота стопы листов в мм	До 500
Высота подъема стола в мм	До 1100
Грузоподъемность стола в т	40
Общая мощность привода в квт	7
Расход сжатого воздуха в м ³ /час	0,23
Габаритные размеры загрузчика в мм:	
длина	2860
ширина	3050
высота	2180
Глубина приямка под рамой загрузчика в мм	550

Г. М. РОЗЕН, Г. М. ЛИКОВ, Ю. А. РОГОВ

НИИТАвтопром

СТАН ДЛЯ НАКАТЫВАНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

МЕТОД накатывания зубьев конических шестерен основан на последовательном местном деформировании зубонакатным инструментом, нагретого с помощью т. в. ч. поверхностного слоя заготовки. Разработанный процесс позволяет заменить предварительное зубонарезание конических шестерен.

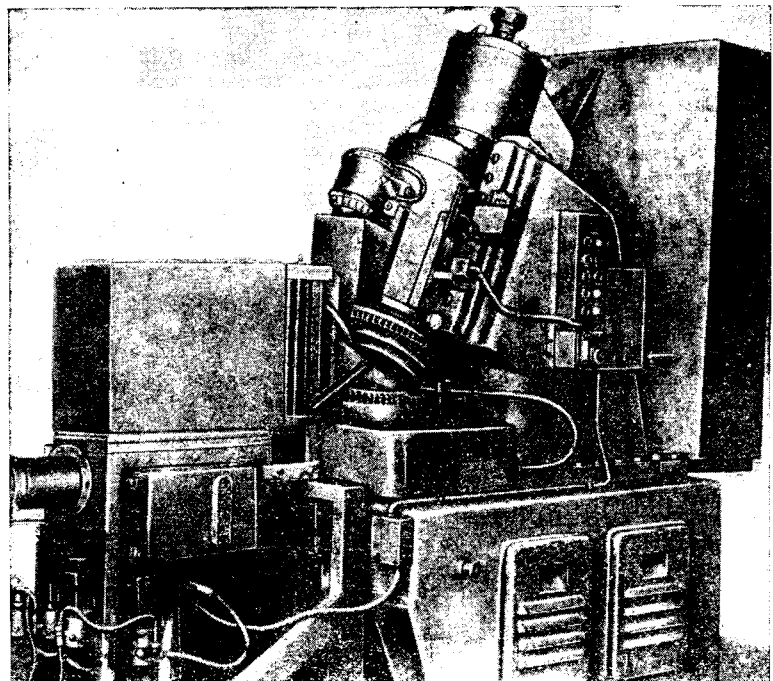
Для накатывания зубьев шестерен создан зубонакатный полуавтомат (см. рисунок), представляющий собой агрегат, на котором производятся индукционный нагрев заготовки, накатывание и обкатывание зубьев конических шестерен.

Заготовки устанавливаются на стене вручную, съём колес с накатанными зубьями автоматизирован.

Техническая характеристика

Производительность в шт/час	20—30
Давление, развиваемое инструментом, в т	75
Число оборотов детали в минуту	30—60
Подача инструмента	Плавная регулируемая
Диаметр накатываемого конического колеса в мм:	
максимальный	350
минимальный	175
Максимальные размеры накатываемого зуба в мм:	
длина	50
высота	20
Общая мощность механизмов привода в квт	30
Мощность генератора в квт	110
Частота тока в гц	2650

Зубонакатные полуавтоматы внедряются в производство на автомобильных и тракторных заводах.



Для заводов, выпускающих грузовые автомобили и тракторы, ежегодно требуется большое количество ведомых конических шестерен. Внедрение на этих заводах процесса горячего накатывания сократит на 40% производственные по-

тери металла и даст народному хозяйству экономии свыше 1 млн. руб. в год.

Е. И. ПРОХВАТИЛОВ

НИИТАвтопром

Критика и библиография

Б. Ф. Конев, Д. М. Аронов, Б. А. Куров, А. П. Лебединский, **Автомобильные карбюраторные двигатели.** Машгиз, 1960.

УЛУЧШЕНИЕ рабочего процесса, а следовательно, и создание новых, более совершенных конструкций поршневых двигателей внутреннего сгорания достигается путем длительных экспериментально-доводочных работ, заключающихся в получении необходимых характеристик. Получаемые результаты существенно зависят от правильности выбора методики экспериментов и от тщательности их выполнения. Поэтому выход в свет книги, отражающей многолетний опыт научно-исследовательской и экспериментальной работы по усовершенствованию автомобильных карбюраторных двигателей, накопленный группой сотрудников НАМИ, является весьма своевременным и представляет значительный интерес.

Книга состоит из одиннадцати глав, содержащих 182 стр. текста и 105 рисунков, и приложения. В приложении даны формы протоколов испытаний двигателя, таблица удельного веса воздуха при различных температурах и давлениях, характеристики отечественных и зарубежных двигателей — всего 115 рисунков и одна таблица.

Наибольшее место в книге отведено сведениям о характеристиках автомобильных карбюраторных двигателей (главы I; V—X): описывается назначение различных характеристик, методы их получения, обработки и использования. Здесь нашли отражение наиболее часто встречающиеся в практике автомобилестроения характеристики автомобильных карбюраторных двигателей; регулировочные характеристики по составу смеси, характеристики по углу опережения зажигания, детонационные, скоростные, нагрузочные и характеристики холостого хода.

В главе V авторы рекомендуют применять новую методику определения регулировочных характеристик при постоянных частичных нагрузках, а также построение этих характеристик в зависимости от разрежения во впускном трубопроводе (стр. 80—82).

Положительным для книги является приведение обширного материала по детонационным характеристикам (глава VII), впервые появившегося в литературе, рассчитанной на массового читателя. Практически во многих случаях вследствие низкого октанового числа бензина только детонация является препятствием для полного использования мощностей и экономических возможностей двигателя. Поэтому материал по детонационным характеристикам и методике их снятия имеет важное значение и представляет особый интерес.

Режим работы на принудительном холостом ходу почти не изучен, следовательно, сведения, сообщаемые авторами по этому вопросу, несмотря на свою неполноту, заслуживают внимания.

Достаточно подробно (главы II—III) рассмотрены конструкции основных элементов оборудования и аппаратуры для испытания двигателей на тормозных установках, а также методика пользования ими.

К достоинствам книги можно отнести также наличие рекомендаций по точности измерения и определения параметров двигателя при лабораторно-исследовательских испытаниях; справочные данные по зарубежным электротормозным установкам постоянного и переменного тока, а также по некоторым видам отечественной аппаратуры; богатый экспериментальный фактический материал по ряду отечественных и зарубежных двигателей, приведенный в приложении. Полезным является включение в содержание книги главы «Подготовка к испытаниям и обработка их результатов», а также главы XI «Анализ характеристик двигателя».

Из недостатков книги отметим следующие.

При описании методики снятия характеристик следовало более полно и четко оговорить условия снятия характеристик в каждом конкретном случае, специально выделяя их отдельным абзацем. Без этого приводимые авторами сведения по условиям снятия характеристик (стр. 75, 93, 138, 151) выглядят недостаточными и заставляют обращаться к дополнительной литературе.

В книге имеются разрозненные рекомендации.

Так, на стр. 132 во втором абзаце снизу рекомендуется для построения скоростной характеристики индикаторной мощности снимать с двигателя индикаторные диаграммы при раз-

личных числа оборотов, а на стр. 142 в четвертом абзаце снизу говорится, что определение индикаторной мощности двигателя путем снятия индикаторных диаграмм весьма неточно. Чему же должен верить читатель?

Мы считаем, что достовернее получать скоростную характеристику индикаторной мощности путем суммирования значений мощности внутренних потерь (полученных путем прокручивания вала) и значений эффективной мощности на каждом заданном числе оборотов коленчатого вала.

В приложении 3 на графиках характеристик отечественных и зарубежных двигателей данные кривые не всегда совпадают со значениями параметров, приведенными в технических характеристиках. Так, для двигателя М-21В на стр. 188 указывается значение наименьшего удельного расхода топлива по скоростной характеристике, равное 225 г/л.с.ч., а на стр. 203 из рис. 42 «Скоростная характеристика» (для двигателя М-21В) явно следует, что значение этого расхода никак не ниже 250 г/л.с.ч. Здесь расхождение на 10%. Как это объяснить?

Ценность характеристик, помещенных в приложение 3, была бы значительно выше, если бы они больше представляли данных рабочего процесса, а именно: значений давлений и температур газов в характерных точках цикла, а также в различных точках впускного и выпускного тракта. Это позволило бы конструкторам и исследователям иметь ряд необходимых исходных данных для расчета процессов рабочего цикла по точкам для вновь проектируемых или модернизируемых двигателей.

Автомобильные двигатели в реальных условиях почти никогда не работают на установившихся режимах, поэтому особую практическую ценность имеют характеристики, снятые в условиях переменных режимов работы. К сожалению, книга посвящена только характеристикам установившихся режимов.

К настоящему времени уже опубликован ряд работ в этой области, в некоторой степени разработаны методика и аппаратура для испытания двигателей на неустановившихся режимах. Книга получилась недостаточно полной без этого материала, что существенно снижает ее ценность.

По отдельным разделам книги можно сделать и ряд мелких замечаний.

На стр. 6 при классификации характеристик двигателя методически лучше сначала дать определение скоростных, а затем и внешних характеристик.

На стр. 8 недостаточно ясно изложены смысл и методика получения нагрузочной скоростной характеристики автомобильного двигателя.

На стр. 15 в описании устройства для установки двигателя следовало упомянуть о целесообразности отделения фундамента стенда траншеями от остального пола помещения.

При измерении температуры смеси на входе в отдельные цилиндры с помощью термометров необходимо отметить особую сложность измерения температуры движущегося потока газа (стр. 29).

На стр. 38 совершенно правильно авторы концентрируют внимание на электрических методах измерения числа оборотов, однако нужно хотя бы упомянуть о механических тахометрах, так как последние имеют в практике достаточно широкое применение.

На стр. 45 не сказано об измерении расхода воздуха соплами и шайбами, а этот метод применяется чаще всего.

На стр. 50 вместо фотографии искрового устройства для измерения угла опережения зажигания лучше было бы дать принципиальную схему.

На стр. 51 при рекомендации для целей индицирования двигателя пьезоэлектрического индикатора с электронным осциллографом полезно обратить особое внимание на предотвращение возможности нестабильной работы датчика давлений и усилителя импульсов. Существенным упущением является и то, что авторы ни словом не обмолвились о наиболее широко применяемом в исследовательской практике электропневматическом индикаторе.

Главу «Измерительная аппаратура» следовало бы пополнить некоторыми сведениями из теории ошибок измерений.

На стр. 78—79 впервые делается попытка объяснения кривой оптимального регулирования. К сожалению, авторы ограничились туманной фразой о значении непропорциональности

уменьшения мощности при увеличении удельного расхода топлива. Следовало бы остановиться на свойствах касательной к семейству кривых.

Вряд ли можно согласиться с мнением авторов, что предлагаемый ими метод универсальных характеристик по углу опережения зажигания дает минимальный объем экспериментальных работ. Его основное преимущество в том, что он является наиболее точным и сводится к выполнению простых работ (стр. 179).

Приведение на стр. 186 таблицы удельного веса воздуха

«Автомобилестроение», Библиографический бюллетень № 1 (47), № 2 (48), М., Центральная научно-техническая библиотека автомобильной промышленности, 1960.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ указатели и бюллетени сейчас становятся для инженера одним из самых ценных видов справочной литературы. С помощью указателей и бюллетеней можно легко и быстро ориентироваться в большом количестве журнальных статей.

Для инженерно-технических работников автомобильной промышленности особый интерес представляет тематический библиографический бюллетень «Автомобилестроение» (сборник рефератов), широко освещающий всю специальную периодическую отечественную и зарубежную литературу по вопросам проектирования и изготовления автомобилей.

Каждый выпуск бюллетеня начинается с раздела «Автомобильная промышленность и автотранспорт», посвященного общетехническим и экономическим вопросам автомобилестроения. За ним следует большой раздел «Автомобили», разбитый для удобства пользования на подразделы — по видам автомобилей и по их главнейшим агрегатам, а для двигателей выделен специальный раздел.

Затем следуют разделы: «Мотоциклы. Мотороллеры. Велосипеды», «Автомобильное и мотоциклетное электрооборудование», «Автомобильное топливо и смазка. Смазочное оборудование» и «Подшипники».

Раздел «Технология автомобилестроения и заводское оборудование» также разбит на ряд подразделов — по видам технологической обработки. Большое внимание здесь уделяется литературе по защитным покрытиям, гальваническим и лакокрасочным. Надо отметить, что данный раздел составлен несколько беднее, чем основной раздел об автомобилях.

В следующем разделе «Материалы» выделен специальный подраздел для пластмасс.

Интересные статьи можно найти также и в разделах «Техконтроль. Методы испытаний и измерений. Приборы», «Машиноведение, детали машин и механизмы», «Организация

излишне, так как последний легко может быть определен путем несложных вычислений для любых условий.

В целом книга заслуживает положительной оценки; ее выход в свет принесет значительную пользу лицам, работающим в области двигателей внутреннего сгорания, а также студентам соответствующих вузов и техникумов.

Канд. техн. наук Ю. Н. ЮДИН, Н. П. ТРЕТЬЯКОВ

Саратовский политехнический институт

производства». В последнем разделе опять выделены подразделы для тех вопросов, на которые в настоящее время обращено особое внимание — автоматизация и внутривозвратный транспорт.

Информация о каждой статье сопровождается в бюллетене очень короткой аннотацией. Но из двух-трех фраз умело составленной аннотации вполне можно составить себе достаточное представление о статье и решить, нужно ли ее достать и прочесть.

При составлении бюллетеня «Автомобилестроение» используется до ста пятидесяти наименований автомобильных и машиностроительных журналов как отечественных, так и важнейших из зарубежных. Такой большой объем литературы, просматриваемой библиографами, обеспечивает бюллетеню полную полноту.

Несколько хуже обстоит дело с оперативностью выпуска бюллетеня. Бюллетень «Автомобилестроение» № 2, полученный, например, на заводах в ноябре, составлен по материалам журналов за март—апрель. Хотелось бы, конечно, иметь более оперативную информацию.

Другой недостаток бюллетеня «Автомобилестроение» — это написание названий иностранных журналов в русской транскрипции. Такое написание весьма затрудняет для библиотечкары отыскание требуемого журнала и может повлечь за собой необоснованные отказы читателю.

Хочется надеяться на то, что эти недостатки в следующих выпусках бюллетеня будут устранены и что в дальнейшем несколько будет расширен раздел «Технология автомобилестроения».

Исходя из отдельных замечаний библиографический бюллетень можно рекомендовать всем автомобилестроителям и особенно конструкторам и проектантам.

Т. А. ВВЕДЕНСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

ОБ ИЗДАНИЯХ ЦБТИ ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА СОВЕТА МИНИСТРОВ СССР ПО АВТОМАТИЗАЦИИ И МАШИНОСТРОЕНИЮ

XXI СЪЕЗД партии и июльский Пленум ЦК КПСС (1960 г.) намечают конкретную программу комплексной механизации и автоматизации производства как решающего условия резкого повышения производительности труда и дальнейшего ускорения темпов технологического прогресса во всех отраслях народного хозяйства страны.

В соответствии с этими задачами создано Центральное бюро технической информации Государственного комитета Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению (ЦБТИ). ЦБТИ призвано организовать изучение, научное обобщение и широкое распространение новейших достижений отечественной и зарубежной науки и техники и передового производственно-технического опыта в области автоматизации и машиностроения, с тем чтобы оказывать максимальную помощь заводам, научно-исследовательским институтам, проектно-конструкторским бюро и другим организациям в разработке и внедрении в производство новой техники.

ЦБТИ намечает выпуск серийных изданий по важнейшим проблемам комплексной механизации и автоматизации, авторами которых будут являться коллективы научно-исследовательских институтов, проектно-конструкторских и других организаций Государственного комитета Совета Министров

СССР по автоматизации и машиностроению, разрабатывающих новую технику и проводящих мероприятия по ее внедрению.

I серия. Машиностроение и автоматика

Технико-экономические обзоры о состоянии и тенденциях развития отдельных отраслей машиностроения в СССР по сравнению с зарубежной техникой.

В сопоставленных обзорах будут рассмотрены технические характеристики машин и механизмов; основные тенденции развития конструкций и изменения характеристик важнейших типов машин, оборудования и приборов; применение новых материалов в машиностроении; использование электроники, полупроводников, радиоактивных изотопов и других новейших достижений науки и техники для механизации и автоматизации производства; данные об уровне производительности труда.

В 1961 г. выйдет 34 выпуска объемом 254 уч.-изд. л.; ц. 50 р. 80 к.

II серия. Комплексно-механизированные и автоматизированные предприятия СССР

Руководящие материалы Госкомитета и брошюры, освещающие работу научно-исследовательских институтов и конструкторских бюро над созданием в 1960—1965 гг. опытно-показательных (по уровню комплексной механизации и автоматизации) предприятий, опыт которых должен распространяться на тысячи других предприятий.

В 1961 г. выйдет 7 выпусков объемом 32 уч.-изд. л.; ц. 6 р. 40 к.

III серия. Автоматические и поточные линии

Материалы, содержащие описание устройств автоматических и поточных линий, использование электроники, полупроводников и других новейших достижений науки и техники, а также технико-экономические обоснования и необходимые рекомендации для их внедрения по отраслям промышленности.

В 1961 г. выйдет 22 выпуска объемом 71 уч.-изд. л.; ц. 13 р. 60 к.

IV серия. Приборы и средства механизации и автоматизации

Описание новых приборов, программных устройств, систем автоматического управления и других универсальных элементов автоматических устройств, созданных и разработанных в научно-исследовательских институтах, конструкторских бюро и рекомендуемых Госкомитетом для внедрения в различные отрасли народного хозяйства.

В 1961 г. выйдет 34 выпуска объемом 138 уч.-изд. л.; ц. 27 р. 60 к.

V серия. Лучшие образцы машин и оборудования

Технико-экономические обоснования по лучшим образцам машин и оборудования, рекомендуемым для широкого внедрения в производство.

В 1961 г. выйдет 26 выпусков объемом 104 уч.-изд. л.; ц. 31 р. 40 к.

VI серия. Новый типаж машин и оборудования

Руководящие материалы и методические указания по разработке и созданию нового типажа (размерных рядов) машин и оборудования, а также по унификации деталей, узлов машин и механизмов.

В 1961 г. выйдет 36 выпусков объемом 157 уч.-изд. л.; ц. 34 р. 10 к.

VII серия. Прогрессивная и типовая технология

Опыт работы отраслевых научно-исследовательских институтов, проектно-конструкторских организаций и промышленных предприятий, а также руководящие материалы Госкомитета в области разработки и внедрения новой прогрессивной и типовой технологии с учетом новейших достижений науки и техники, комплексной механизации и автоматизации управления технологическими процессами.

В 1961 г. выйдет 26 выпусков объемом 104 уч.-изд. л.; ц. 16 р. 90 к.

VIII серия. Модернизация машин и оборудования

Вопросы модернизации станков, литейного, кузнечно-прессового, сварочного оборудования, а также других машин, приборов и механизмов.

В 1961 г. выйдет 10 выпусков объемом 50 уч.-изд. л.; ц. 10 руб.

IX серия. Новые материалы в машиностроении

Сведения о разработке и применении новых материалов в различных отраслях машиностроения, приборостроения и электропромышленности.

В 1961 г. выйдет 9 выпусков объемом 46 уч.-изд. л.; ц. 9 р. 30 к.

X серия. Специализация и кооперирование в машиностроении

Техническая документация и руководящие материалы по специализации и кооперированию, а также по проектированию комплексно-механизированных и автоматизированных предприятий, специализированных цехов и заводов.

В 1961 г. выйдет 3 выпуска объемом 15 уч.-изд. л.; ц. 3 руб.

XI серия. Новости советской техники по автоматизации и машиностроению

Оперативная информация о законченных работах научно-исследовательских институтов и конструкторских бюро Госкомитета, краткие сообщения о передовом производственно-техническом опыте, а также материалы научно-технических сообщений по автоматизации и машиностроению.

В 1961 г. выйдет 39 выпусков объемом 248 уч.-изд. л.; ц. 18 р. 80 к.

XII серия. Автоматические линии и автоматизированные предприятия за рубежом

Материалы о заводах-автоматах и автоматических линиях в различных отраслях промышленности.

В 1961 г. выйдет 20 выпусков объемом 74 уч.-изд. л.; ц. 14 р. 80 к.

XIII серия. Приборы и средства механизации и автоматизации за рубежом

Описания новейших электронных и полупроводниковых приборов, автоматов, программных устройств и других средств механизации и автоматизации за рубежом.

В 1961 г. выйдет 9 выпусков объемом 44 уч.-изд. л.; ц. 8 р. 80 к.

XIV серия. Машиностроение за рубежом

Обзоры иностранной печати, материалы по международным выставкам и отчеты по конкретным отраслям машиностроения о командировках советских специалистов за границу.

В 1961 г. выйдет 58 выпусков объемом 261 уч.-изд. л.; ц. 52 р. 20 к.

XV серия. Новости зарубежной техники по автоматизации и машиностроению

Оперативная информация из сообщений иностранных телеграфных агентств, печати, радио и других источников о достижениях науки и техники за рубежом в области автоматизации и машиностроения.

В 1961 г. выйдет 24 выпуска объемом 72 уч.-изд. л.; ц. 7 р. 20 к.

Кроме серийных изданий, ЦБТИ будет издавать и другие материалы по отдельным актуальным вопросам новой техники.

Издания ЦБТИ распространяются только по подписке и высылаются подписчикам в течение всего года по мере выхода из печати.

Оформление подписки

Предприятие (организация) может заказать издания ЦБТИ за счет средств, ассигнованных на новую технику, рационализацию и изобретательство, техническую информацию, а также за счет других средств, предусмотренных для этих же целей.

Для своевременного и правильного оформления подписки на издания ЦБТИ необходимо:

1. Выслать заказ, заверенный печатью и подписями руководителя и главного бухгалтера предприятия (учреждения) в ЦБТИ по адресу: Москва, И-45, Б. Кисельный пер., д. 5.

2. Одновременно с отправлением заказа перечислить стоимость заказанных изданий на расчетный счет ЦБТИ № 24103 в Свердловском отделении Госбанка г. Москвы поручением или почтовым переводом.

В случае необходимости ЦБТИ по требованию подписчиков может выслать счет для перечисления подписной платы.

В стоимость подписки включены расходы по пересылке изданий.

Высылка литературы наложенным платежом не производится, так как тираж изданий определяется в соответствии с количеством подписчиков.

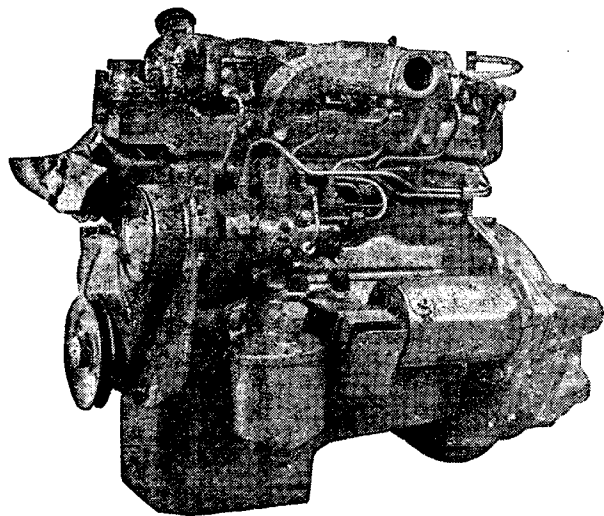
Во избежание ошибок следует разборчиво написать наименование предприятия (организации) и адрес.

Справки по телефонам: Б8-01-44 и К0-19-00, доб. 4-09.

ЦЕНТРАЛЬНОЕ БЮРО ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ ПО АВТОМАТИЗАЦИИ И МАШИНОСТРОЕНИЮ

Четырехцилиндровые с рабочим объемом 1,6 литра дизели

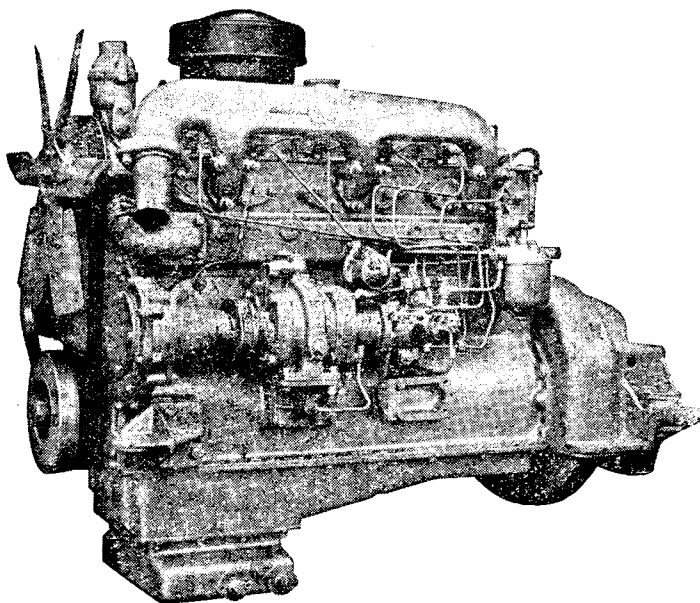
ПЭРКИНС 99



Для грузовых и легковых автомобилей, такси, сельскохозяйственных машин и судов, для стационарных установок всех видов. Двигатели поставляются мощностью: для грузовых автомобилей и такси 43 л.с. при 3600 об/мин., для легковых автомобилей 43 л.с. при 4000 об/мин., для сельскохозяйственных машин 35 л.с. при 3000 об/мин., для судов, работающих на дальних рейсах, 33 л.с. при 3000 об/мин. и на ближних рейсах 40 л.с. при 3600 об/мин. Для стационарных установок непрерывного действия 35 л.с. при 3000 об/мин; прерывного действия 42 л.с. при 3600 об/мин.

Шестицилиндровые дизели типа ПЭРКИНС 340 (V) для быстроходных автомобилей

Шестицилиндровый дизель типа Перкинс 340 (V) для быстроходных автомобилей обладает простотой конструкции, удобством и легкостью обслуживания, надежностью и экономичностью эксплуатации. Номинальная мощность двигателя до 110 л.с. при 2850 об/мин.



Поставляется для АВТОМОБИЛЕЙ, СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН, ПРОМЫШЛЕННЫХ И СУДОВЫХ УСТАНОВОК.

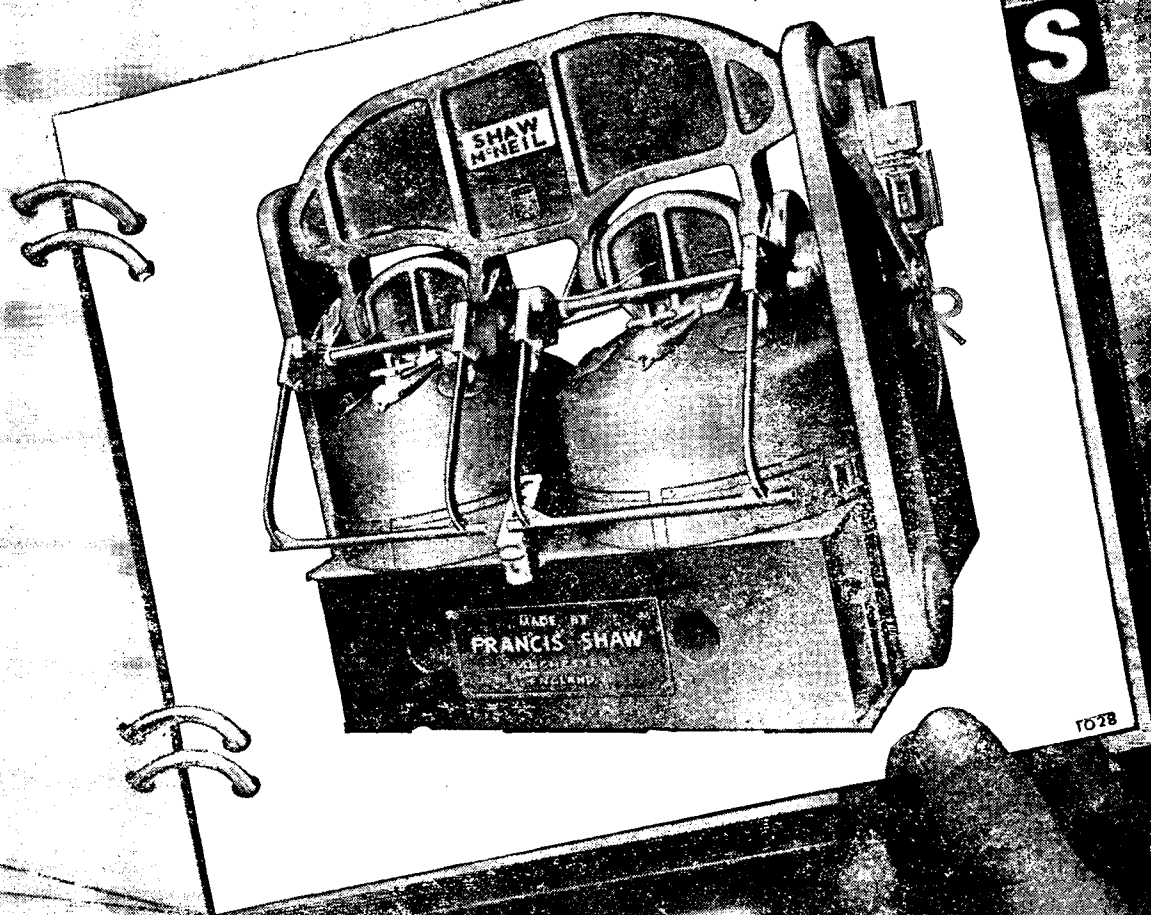
Просим направлять все запросы по адресу:

PERKINS ENGINES LIMITED • PETERBOROUGH • АНГЛИЯ

за каждой машиной выпускаемой заводом

Francis Shaw СТОЯТ

Исследовательская и Проектная Работы
и Передовая Производственная Техника



Постоянно проводимая исследовательская работа и конструктивные усовершенствования, тесное сотрудничество с потребителями, передовое проектирование, применение высококачественных материалов . . . все это вместе с многолетним опытом способствует созданию машин для производственных процессов с непревзойденными рабочими характеристиками.

Сдвоенный вулканизационный пресс Shaw-McNeil 450-55-16 с устройством для выталкивания шин из форм. В числе его конструктивных особенностей находятся следующие:

- ★ Быстродействующее устройство для выталкивания шин из форм
- ★ Нагреваемые паром крышки для эффективной вулканизации
- ★ Устройства для безопасности рабочего и предохранения пресса от перегрузки



Francis Shaw

FRANCIS SHAW & COMPANY LIMITED MANCHESTER II АНГЛИЯ

Телегр. адрес: "CALENDER" MANCHESTER - Телефон: EAST 1313 - Телекс: 66-357

Адрес лондонской к-ры: 22, Great Street London SW1 - Телефон: Abbey 3245
Телегр. адрес: Vibrate London - Телекс: 22250

Адрес канадского отделения: Francis Shaw (Canada) Ltd Grahams Lane Burlington Ontario
Телефон: Nelson 4-2350 - Телегр. адрес: Calender Burlington Ontario - Телекс: Canada Calender Hamilton 021/662

ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ФИРМЫ ВО ВСЕХ СТРАНАХ МИРА P4374



S.S. White

Гибкие тросы для присоединения спидометров и тахометров

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White

Все гибкие тросы фирмы S. S. White производятся в Англии на машинах, сконструированных и изготовленных фирмой S. S. White. Производство находится под американским наблюдением, обеспечивающим высокий уровень и постоянство качества тросов. Характеристика гибких тросов фирмы S. S. White:

Гибкость — свойство троса прилегать под собственным весом к поверхностям испытательного стенда.

Сопротивление кручению — восприятие тросом нагрузки, вдвое превышающей расчетную.

Деформация при кручении — угол поворота сечения троса на единице его длины при приложении единицы нагрузки. Деформация тросов фирмы S. S. White настолько мала, что может быть измерена только особо чувствительными приборами.

Допустимый момент кручения — рабочий крутящий момент в $кг/см$, который приводной трос может передать. Для тросов фирмы S. S. White эта величина установлена приблизительно равной 25% от разрушающей нагрузки,

Разрушающая крутящая нагрузка — нагрузка,

при которой трос привода разрушается или скручивается с остаточными деформациями.

Гистерезис вращения — работа, затрачиваемая на преодоление внутреннего трения разгруженного троса.

Минимальный рабочий радиус — радиус наименьшего изгиба, при котором может работать трос данного размера и типа.

Как эти характеристики достигаются?

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White обеспечиваются:

- 1) Качеством применяемой проволоки,
- 2) Количеством жгутов троса,
- 3) Количеством и толщиной проволок в каждом жгуте,
- 4) Созданием запаса прочности,
- 5) Широко проводными испытаниями.

Изготавливаемым гибким тросам придается необходимые свойства различным сочетанием показателей приведенной характеристики. Гибкие тросы фирмы S. S. White поставляются разных типов для удовлетворения различных нужд.

С запросами обращайтесь по адресу:

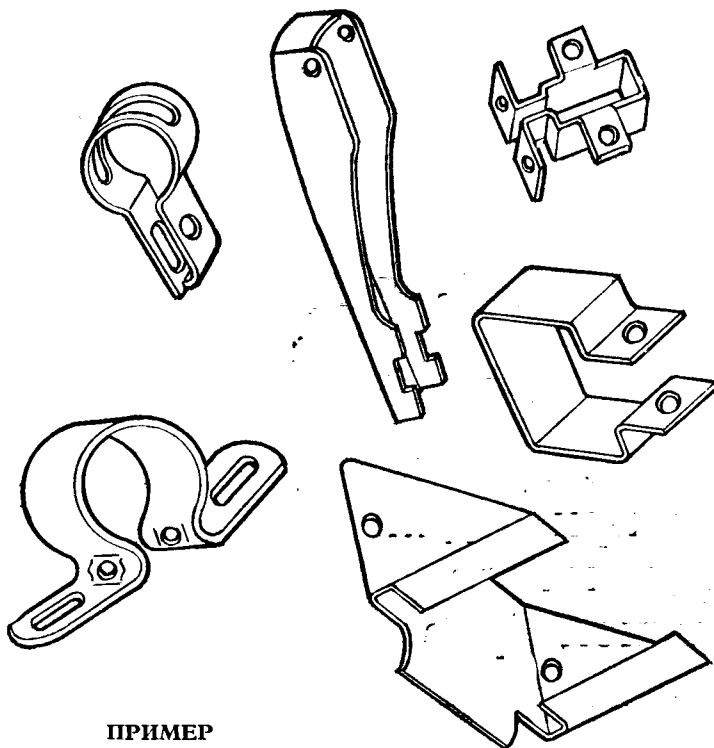
S.S. White

THE S. S. WHITE DENTAL MFG. CO. (G.B.) LTD.
INDUSTRIAL DIVISION
Britannia Works, St. Pancras Way, London, N.W.1., Англия

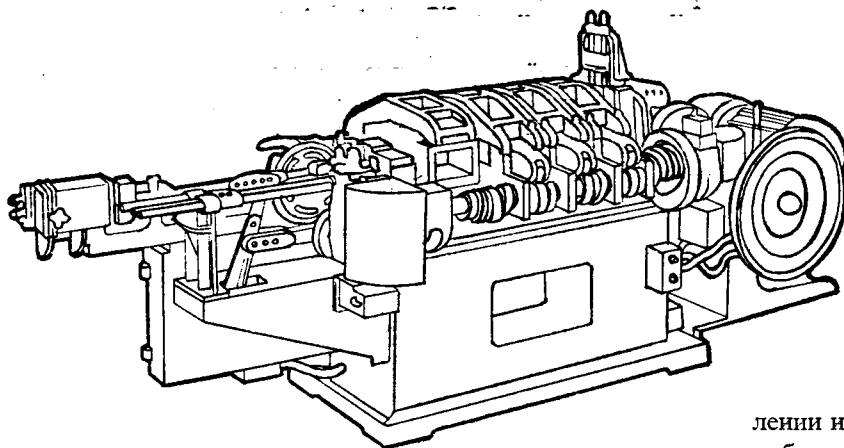
ALLTOOLS LTD

Выполняет' особо точные работы для промышленности

Alltools Ltd. изготавливает оснастку и специальное оборудование для предприятий автомобильной, авиационной, электротехнической промышленности и для производства предметов домашнего обихода. Фирма проектирует и изготавливает, а также создает по чертежам заказчика штампы, (простые и прогрессивные), специальные зажимные гильзы и патроны, приспособления к станкам и сборочные приспособления, а также специальные установки, оборудование и станки весом до 40 т.



ПРИМЕР



Металлоформирующая машина фирмы Alltools Ltd. и автомобильные детали, которые на ней изготавливаются с минимальной производительностью 60 шт. в минуту.

Эта надежная, автоматически действующая машина обеспечивает экономичную штамповку деталей из холоднокатаной ленты или проволоки. Процесс вырубки наружных, внутренних контуров и формовки деталей при изготов-

лении из холоднокатаной ленты выполняется непрерывно, благодаря чему устраняется необходимость расчленения прессовых операций.

Машина оснащена правильным приспособлением, механизмом автоматической подачи и вертикальным съемником.

Предусмотрены устройства для регулировки согласованности рабочих движений механизмов и компенсирующих перемещений узлов при постройке машины.

Запросы просьба направлять по адресу:

ALLTOOLS LTD

TRANSPORT AVENUE, GREAT WEST ROAD, BRENTFORD, АНГЛИЯ