

Автомобильная промышленность



5

1961

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Р. Г. Яшунский, Б. Г. Бочевер—Средства механизации управления производством 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- К итогам дискуссии о развитии подвески автомобиля 7
Р. В. Ротенберг — Еще о проблемах подвески автомобилей 8
М. Н. Лысов — Расчет рулевых механизмов с переменным передаточным отношением 11
Ю. А. Коган — Определение крутильных колебаний и параметров гасителей колебаний для новых двигателей 15
А. Х. Элиава — Автоматические регуляторы температуры охлаждающей воды двигателя 18
В. И. Вельских — Автоматический терморегулятор 19
Р. А. Акопян — Особенности расчета вертикального и поперечного выравнивания автомобилей с пневматическими подвесками 20
Ю. А. Ечевистов, Ю. И. Чердниченко — Индуктивные датчики крутящего момента и давления 22
Л. Л. Гиинбург, В. Е. Вендель — Исследование рулевого управления с помощью электрических методов измерений 24
В. Е. Коротенко, И. А. Гриднева — Измерение толщины масляного слоя в подшипниках 27
В. И. Родин — Исследование технико-экономической эффективности нового синтетического материала для автомобилестроения 29

ТЕХНОЛОГИЯ

- А. П. Ерохин — Принципы автоматизации термической обработки металлов в автомобильной промышленности 33
Н. М. Сергеева, А. Т. Калинин, А. Я. Новикова — Рациональные жидкие карбюраторы и цианизаторы для химико-термической обработки 35
Е. Н. Ермолаев, В. К. Чесноков, Ю. П. Волик — Выталкивающие устройства на кривошипных горячештамповочных прессах 38
А. И. Снимщиков — Прибор для контроля детали в процессе обработки 42
Н. П. Лебединский — Влияние жесткости станка на производительность шлифования 43

ИНФОРМАЦИЯ

- И. И. Дымшиц — Пневматические сервоустройства для переключения передач фирм Цанрадфабрик и Клайтон-Девандр 45
И. В. Ефимов, З. А. Дольберг, Н. Н. Давыдова — Десятипозиционный автомат для изготовления модельных секций 47
В. А. Гипп — Макропрофилограф 47
25 лет сотрудничества М. И. Лысова в журнале 48

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- В. Е. Скрипичин — Рецензия на книгу Д. Б. Гельфгата, В. А. Ошиокова «Рамы грузовых автомобилей». Машгиз, 1959 48
На обложке — Автобус УАЗ-451В Ульяновского автозавода.

Главный редактор К. П. Иванов

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

А. А. Анлерс Е. Б. Арманд В. А. Бабенко М. И. Басов Н. А. Бухарин Г. Е. Вассерман
Г. М. Владимирова А. С. Евсеев Г. В. Зимелев К. П. Иванов М. Я. Иоаннесяни
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. В. 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. Мсдель*

Корректор *Е. А. Давыдкина*

Сдано в производство 7/III 1961 г.

Подписано в печать 20/IV 1961 г.

Т-04876 Тираж 15650 экз. Печ. л. 6. Уч. изд. л. 8,2. Бум. л. 3. Формат 60×92¹/₈. Зак. 931.

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

Автомобильная промышленность

Ежемесячный
научно-технический
журнал

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

№ 5
М А Й 1961
ГОД ИЗДАНИЯ XXVII

Экономика и организация производства

Средства механизации управления производством

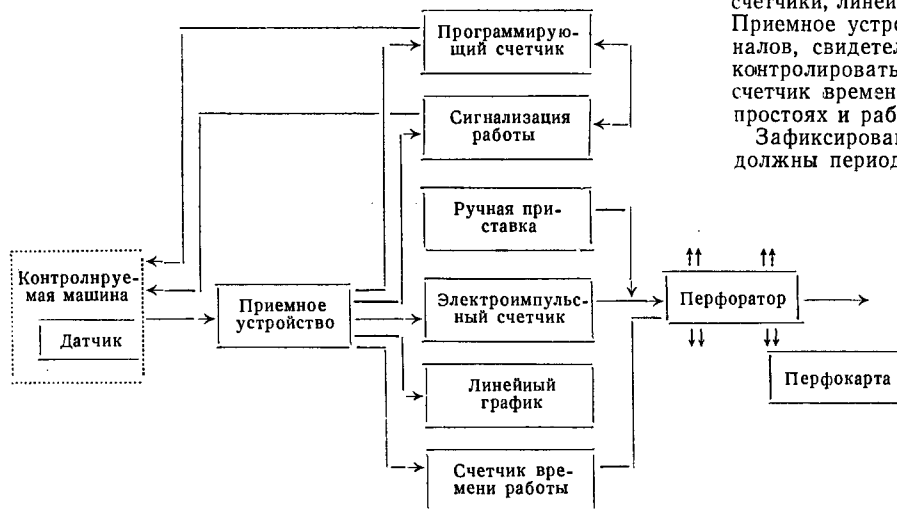
Р. Г. ЯШУНСКИЙ, Б. Г. БОЧЕВЕР

НИИТАвтопром

НИИТАВТОПРОМ совместно с автомобильными и моторными заводами проводит работу по механизации и автоматизации управления производством.

В настоящее время разработаны технические средства получения объективной информации о ходе производства в условиях автомобильной промышленности.

Система получения информации о ходе производства состоит из нескольких звеньев (см. схему).



Первым звеном системы является датчик объективного счета, устанавливаемый на контролируемой машине и дающий сигнал о выпуске изготовленной детали. По линии связи сигнал датчика поступает в приемное устройство, где перерабатывается и выдается в виде импульса на регистрирующие приборы. В простейших случаях датчик при выпуске каждой детали дает один импульс, который может непосредственно пода-

ваться на регистрирующий прибор. Однако в большинстве случаев выпуск детали подтверждается несколькими сигналами, выдаваемыми датчиком. В этом случае приемное устройство, получая необходимые сигналы, суммирует, запоминает или вычитает их в случае поступления заданного количества сигналов в предусмотренной последовательности и выдает импульс на регистрирующие приборы. В качестве регистрирующих приборов могут применяться обычные электроимпульсные счетчики, линейные графики, программирующие счетчики и т. п. Приемное устройство, кроме переработки и размножения сигналов, свидетельствующих о выпуске изделий, может также контролировать простои оборудования, подавая сигналы на счетчик времени работы оборудования и световые сигналы о простоях и работе.

Зафиксированные регистрирующими приборами результаты должны периодически (раз в смену или раз в сутки) передаваться на машиносчетную станцию. Для этого показания счетчиков оператор может записывать в специальные ведомости, которые после доставки их на машиносчетную станцию переписываются там на перфокарты. Однако для такой передачи информации требуются значительные затраты времени.

НИИТАвтопромом разработана система дистанционной автоматической передачи и записи показаний счетчиков на перфокарту по очень ограниченному числу каналов связи, не зависящему от числа счетчиков. Число каналов связи зависит только от числа разрядов передаваемой информации. При этой системе требуются счетчики со специальным электроконтактным счетным узлом.

Датчики. Датчики, необходимые для контроля за ходом производства, делятся на три основные группы: 1) датчики контроля выпуска изделия; 2) датчики контроля передачи изделия; 3) датчики контроля наличия изделия.

Датчики контроля выпуска изделия предназначены для выдачи объективной информации о выходе из машины (станка, прессы) или автоматической линии обработанного изделия.

В машинах и агрегатах, снабженных средствами автоматического контроля, датчик должен давать информацию о выпуске годных изделий. При отсутствии устройств автоматического контроля учитываются все выпускаемые детали, а брак должен учитываться в месте контроля деталей.

Так как сведения, выдаваемые датчиками контроля выпуска изделий, являются основой всей информации о ходе производства, а также являются основанием для начисления заработной платы, к ним предъявляются следующие требования:

- 1) информация, выдаваемая датчиками, должна быть объективной; необходимо исключить возможность искажения информации;
- 2) все устройство должно быть простым по конструкции и дешевым в изготовлении;
- 3) датчики и связанные с ними приемные устройства должны быть надежны в работе;
- 4) в случае выхода из строя или повреждения датчика или приемного устройства должен подаваться сигнал об их неисправности.

Датчики для разных видов оборудования должны быть различные, так как каждый вид оборудования, а иногда и каждая отдельная операция имеют специфические особенности.

Факт выхода обработанной детали может считаться достоверным только в том случае, если заготовка была внесена в рабочую зону, обрабатывающий механизм произвел обработку и деталь вынесена из рабочей зоны. Если от датчика будут поступать импульсы о выполнении указанных операций, то приемное устройство, получив три импульса в заданной последовательности, выдаст импульс на регистрирующее устройство.

Контроль за выполнением указанных операций можно осуществлять с помощью хорошо известных устройств. Так, например, контроль входа заготовки и выхода детали может производиться конечными выключателями, электрическими контактами, фотоэлементами, термоэлементами, индукционными датчиками, датчиками с применением изотопов, а в машинах с автоматической загрузкой и выгрузкой можно получить сигнал от системы управления механизма. Для контроля выполнения операции могут быть использованы токовые реле в комбинации с реле времени, конечные выключатели, специальные электрические контакты, счетчики ходов, фотоэлементы и др.

Примером надежного получения простым средством сигнала о выполнении всех трех операций может служить датчик, разработанный НИИТАвтомпром совместно с Московским заводом малолитражных автомобилей для прессов холодной штамповки.

Правильность работы системы обуславливается хорошим подбором аппаратуры, надежностью конструкции и монтажа всех устройств.

Для повышения надежности работы системы можно рекомендовать питание системы постоянным током и применение телефонной аппаратуры, обеспечивающей при правильном выборе параметров достаточно большое число срабатываний (до 10^7). Вся аппаратура надо монтировать так, чтобы влияние внешней среды было исключено.

Разработанная система получения сигналов о выпуске деталей с применением контроля за временем работы оборудования дает возможность осуществлять контроль за исправностью всей системы. Это достигается следующим образом. Сигнал о простоях или работе оборудования поступает на электронимпульсный счетчик, который подсчитывает суммарное время работы или простоя и, кроме того, управляет включением сигнальных ламп: красной и зеленой. Зеленая лампа включается при работе машины, красная — при простое. Если система учета выпуска продукции перестанет работать и прекратится поступление импульсов о выпуске деталей, то включится красная лампа. Сигнальные лампы устанавливаются на доску приборов у диспетчера в у контролируемой машины. Если включается красная лампа, а машина в это время работает и выпускает детали, сигнал лампы свидетельствует о неисправности системы учета выпуска продукции и указывает обслуживающему персоналу на необходимость устранения неисправности системы.

В ряде случаев необходимо контролировать не только выпуск деталей, но и передачу их на следующую операцию, в другой цех, на сборку и т. п. Контроль за этими операциями целесообразно проводить с помощью датчиков контроля передачи изделия. Эти датчики должны удовлетворять в основном тем же требованиям, что и датчики контроля выпуска продук-

ции, но устройство их значительно проще, так как контролировать они должны только факт прохождения детали мимо контрольного пункта. Несколько снижаются также требования к объективности информации. При механической транспортировке деталей с помощью подвесных или толкающих конвейеров, транспортеров, рольгангов или других механизмов целесообразна установка обычных конечных выключателей, индукционных или трансформаторных датчиков, фотоэлементов. Иногда один транспортер или конвейер подает различные детали; тогда число датчиков должно быть равно числу деталей, и каждый датчик должен служить для счета своей детали.

В случае большого количества деталей на одном и том же подвесном или толкающем конвейере для деталей одного наименования обычно применяют специальные подвески. В этих случаях на подвесках делают специальные отличительные знаки. В контрольном пункте стоит устройство, считывающее эти знаки, а приемное устройство расшифровывает их и посылает импульсы в соответствующие счетные устройства.

При малом количестве различных подвесок (примерно до пяти) различительным признаком может служить упор, устанавливаемый на различной высоте и нажимающий соответствующий конечный выключатель. При большем числе разных подвесок целесообразно отличать их по числу подаваемых импульсов. Импульсы могут подаваться механическим упором, воздействующим на конечный выключатель, или фотоэлектрическим способом. В последнем случае в контрольном пункте устанавливаются одно или два фотоспротивления с осветителями, а на подвесках устанавливаются между осветителем и фотоспротивлением пластины с прорезями. Число прорезей между прорезями равно числу подаваемых импульсов. При двух фотоспротивлениях и десятичной системе счета такой способ может обеспечить подсчет девяноста девяти наименований деталей.

При ручной транспортировке деталей организация учета передачи изделий значительно усложняется. Однако и в этом случае возможен автоматический счет деталей путем применения мерной тары и подсчета в контрольном пункте (склиз, рольганг) ее количества. Заполнение тары является обязательным и ответственность за это должен нести персонал, осуществляющий транспортировку.

Датчики контроля наличия деталей предназначены в основном для наблюдения за наличием деталей перед первыми операциями автоматических или поточных линий, а также на рабочих местах сборочных конвейеров. В этих случаях нет необходимости иметь сведения о точном количестве находящихся в запасе деталей, а необходимо лишь знать, что их количество превышает страховой (минимально допустимый) запас.

Для контроля наличия запаса крупных корпусных деталей, транспортируемых механическими средствами, целесообразна установка реверсивного шагового искателя. Шаговый искатель при подаче детали двигается вперед, при выдаче детали — назад. Таким образом, его показания соответствуют количеству хранящихся деталей. Если запас деталей будет меньше страхового запаса, щетка шагового искателя входит на ламели, соединенные со световым или звуковым сигналом.

Контроль наличия деталей средних размеров следует организовать с применением специальной мерной тары для их хранения. Страховой запас в этом случае должен быть кратным емкости тары. Каждая полная тара, хранящаяся на определенном месте или в стеллаже, воздействует на выключатель. Когда число тар становится меньше заданной величины (обеспечивающей страховой запас), подается сигнал. Такая же система применяется для определения наличия страхового запаса инструмента.

Контроль наличия мелких деталей, хранящихся навалом в клетках стеллажей, может быть надежно осуществлен установкой в стеллажах второго подпружиненного дна. По мере отбора деталей и уменьшения их количества дно под действием пружин начинает подниматься и в определенном месте размыкает контакт, в результате чего подается сигнал о нарушении страхового запаса.

Приемное устройство. Приемное устройство переобразовывает и размножает сигналы, подаваемые датчиками, и передает их на регистрирующие устройства. При разработке схем встречается ряд повторяющихся элементов. В качестве примера ниже приводится несколько таких элементов.

Схема для контроля последовательности подачи сигналов от трех датчиков показана на рис. 1. При срабатывании датчика ИКД включается реле ИР и ставится на самопитание (блокирует своими нормально открытыми контактами включившиеся

его контакты датчика *1КД*). После этого при срабатывании датчика *2КД* включается реле *2Р* и тоже ставится на самопитание. При срабатывании датчика *3КД* включается реле *3Р*,

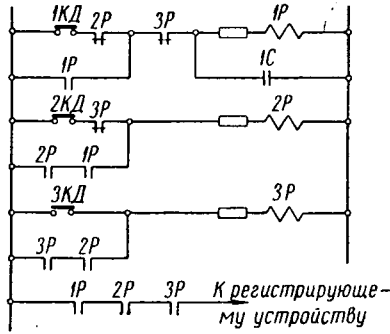


Рис. 1. Схема для контроля последовательности подачи сигналов от трех датчиков.

ставится на самопитание и подает импульс к регистрирующему устройству. Реле *3Р* размыкает цепь реле *1Р* и оно с выдержкой времени, обусловленной величиной емкости *1С* и необходимой для подачи регистрирующему устройству импульса заданной продолжительности, отключается. Следом за ним отключается реле *2Р*. Если к этому времени сигнал датчика *3КД* снят, отключится реле *3Р*, и схема готова к приему новых импульсов. В случае, если датчик *2КД* будет нажат раньше *1КД*, реле *1Р* не включится. Если раньше будет нажат датчик *3КД*, не включится реле *2Р*.

В ряде случаев импульс, выдаваемый датчиком, слишком кратковременен для срабатывания регистрирующего устройства. Приемное устройство должно обеспечить удлинение импульса, для чего можно рекомендовать схему удлинения импульса, приведенную на рис. 2.

При кратковременном срабатывании датчика *РД* включится реле *1Р* и станет на самопитание. Реле *2Р* включается сразу при подаче напряжения. При включении реле *1Р* подает импульс в регистрирующее устройство, а своим нормально закрытым контактом отключает реле *2Р* с вы-

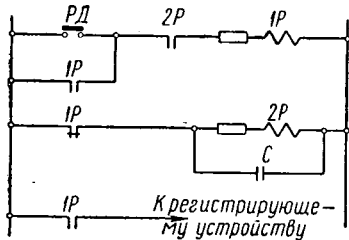


Рис. 2. Схема удлинения импульса.

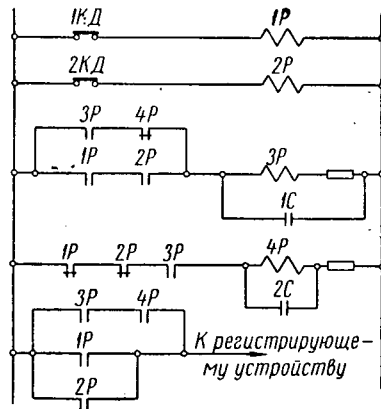


Рис. 3. Схема разделения двух импульсов.

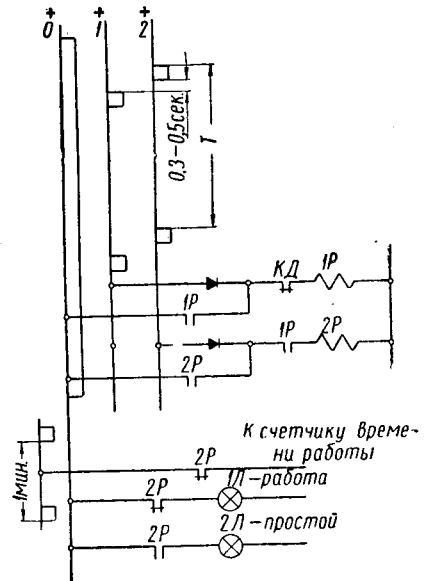


Рис. 4. Схема переработки сигнала о выпуске деталей в сигнал о простое оборудования.

держкой времени отпадает и отключает реле *1Р*. В таком положении схема готова к приему следующего импульса.

В ряде случаев на одно и то же приемное устройство работают параллельно два или более датчиков. При этом не исключена возможность одновременного срабатывания обоих датчиков, что вызывает необходимость разделения импульсов до передачи их на регистрирующее устройство. Схема разделения совмещенных сигналов показана на рис. 3.

При одновременном срабатывании датчиков *1КД* и *2КД* включается реле *3Р*, которое после снятия сигналов с обоих датчиков включает реле *4Р* и посылает импульс на счетчик. По истечении времени, необходимого для разрядки конденсатора *1С*, сигнал снимается и схема готова к приемке следующих импульсов.

Используется также схема переработки сигналов о выпуске деталей в сигналы о времени использования оборудования. Для цехов массового и крупносерийного производства в качестве критерия, определяющего простой оборудования, может быть принято прекращение выпуска деталей на протяжении времени, примерно в 2 раза превышающего темп выпуска продукции. Так, например, если автоматом каждую минуту должно выпускаться деталь, то в случае отсутствия выпуска детали в течение 2 мин. оборудование считается простаивающим. При возникновении простоя загорается соответствующий сигнал и отключается счетчик времени работы оборудования.

Получение указанного сигнала обеспечивается следующим образом. Все оборудование цеха разбивается на группы с приблизительно равным темпом выпуска продукции. На каждую такую группу устанавливается одно электронное реле времени с двумя релейными выходами.

Реле времени через заданный интервал времени *T* выдает в два провода (рис. 4) импульсы, следующие один за другим с интервалом *0,3—0,5* сек.

При прохождении импульса по проводу *1* включается реле *1Р* и ставится на самопитание. Если за время *T* выпуск деталей был, то датчик *КД* отключает реле *1Р*, и при прохождении импульса по проводу *2* изменений в схеме не происходит. В случае прекращения выпуска деталей датчик *КД* за время *T* не срабатывает, и к моменту прохождения импульса по проводу *2* реле *1Р* остается включенным, что приводит к включению реле *2Р*. Реле *2Р* отключает счетчик времени работы (или включает счетчик времени простоя) и сигнализирует о простое переключением лампы *1Л* и *2Л*. Реле *1Р* и *2Р* должны быть установлены в приемном устройстве каждой единицы оборудования.

В качестве счетчика времени работы оборудования проще всего применять обычный электроимпульсный счетчик, который можно подключить к выводу моторного реле времени, подаю-

щего импульсы через каждую минуту. В этом случае счетчик будет показывать время работы оборудования в минутах. В период простоя оборудования, как указано выше, импульсы на счетчик поступать не будут.

Рассмотрим несколько примеров датчиков с приемными устройствами для различных видов оборудования.

Действие датчика с приемным устройством для прессов холодной штамповки заключается в контроле трех последовательно происходящих операций: 1) укладки листовой заготовки в штамп, 2) хода ползуна пресса, 3) снятия готового изделия со штампа. Наличие заготовки в штампе контролируется при помощи запрессованной в его рабочей зоне изолированной вставки *1* (рис. 5). При наложении заготовки *2* возникает электрический контакт между вставкой *1* и корпусом штампа *3*. Эксперименты показали, что электрический контакт надежен при самой обильной смазке, а на качество изделия наличие вставки не отражается. О ходе ползуна пресса сигнализирует конечный выключатель, контроль снятия заготовки обеспечивается соответствующим построением схемы приемного устройства.

Датчик (рис. 6) работает следующим образом. При укладке заготовки в штамп замыкается контакт *КД* изолированной вставки, при этом включается реле *1Р*. При ходе ползуна пресса замыкаются контакты конечного выключателя *ВК*, что приводит к включению реле *3Р* и срабатыванию счетчика *СЭИ*.

Если последующий ход ползуна произойдет без снятия изделия со штампа, контакты *1P* останутся закрытыми, реле *ЗР* будет удерживаться на самопитании и счетчик СЭИ не срабатывает.

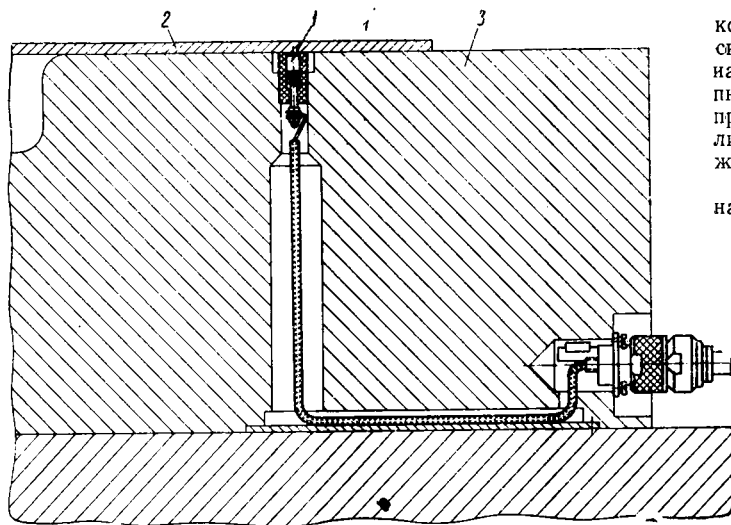


Рис. 5. Установка контактной шпильки в штампе.

Электрическая связь запрессованной в штамп контактной вставки с остальными частями схемы осуществляется при помощи соединительного провода, имеющего на обоих концах

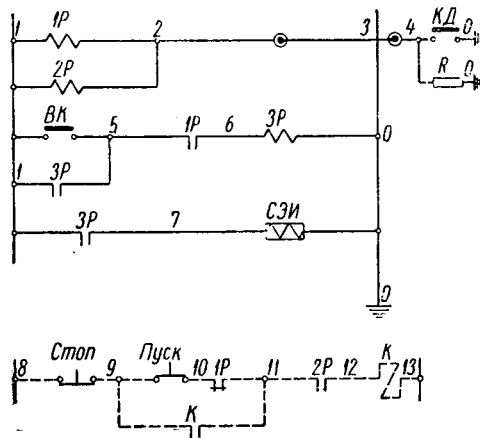


Рис. 6. Схема датчика с приемным устройством для прессов холодной штамповки.

по штеккеру. Один из штеккеров вставляется в розетку, смонтированную на корпусе штампа, а другой — в штеккерную коробку, закрепленную на станине пресса. В связи с тем, что штампы на прессах меняются, предусмотрена блокировка, вследствие чего двигатель пресса после установки штампа не включается до тех пор, пока соединительный провод не будет правильно присоединен. Для осуществления этой блокировки в схему введено дополнительное реле *2P*. Токи срабатывания реле *1P* и *2P* выбраны таким образом, что при установке соединительного провода и возникновения электрической цепи: *1—2—3—4—0* через сопротивление *R* сработает только реле *2P*. При этом замыкаются его контакты в цепи катушки *K* магнитного пускателя главного двигателя пресса, разрешая его включение. Сопротивление *R* смонтировано в штампе параллельно проводу, соединяющему штеккерную розетку с контактной вставкой.

Если розетка, находящаяся в штеккерной коробке пресса, замкнута непосредственно на «землю» без установки соединительного провода, включается реле *1P* и его нормально за-

крытые контакты разорвут цепь включения катушки *K* магнитного пускателя. При обычной работе пресса с соединительным проводом эти контакты зашунтированы вспомогательными контактами магнитного пускателя.

Схема датчика с приемным устройством для механических коловых прессов выполнена с учетом следующих специфических особенностей технологического процесса: 1) выталкивание нагретых заготовок из индуктора происходит при помощи пневматического толкателя; 2) передача заготовки на стол пресса осуществляется вручную, причем здесь может накапливаться не более трех заготовок; 3) штамповка деталей может производиться в одном, двух и трех ручьях.

Основной принцип работы датчика (рис. 7) заключается в накоплении импульсов, соответствующих числу выданных из

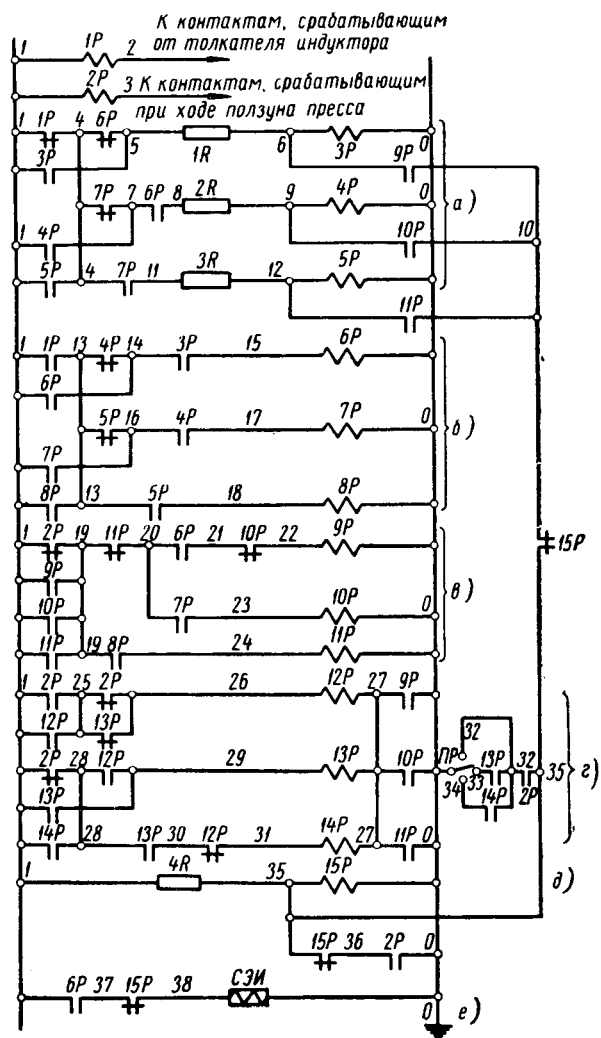


Рис. 7. Схема датчика с приемным устройством для механического коловидного пресса:

a — группа взвода; *б* — группа памяти; *в* — группа сброса; *г* — группа пересчета ручьев; *д*, *e* — счет изделий.

индуктора заготовок, и снятия этих импульсов с запоминающего устройства после определенного числа ходов ползуна пресса.

При подаче на датчик напряжения включаются реле *3P* и *15P*. Реле *3P* становится на самопитание и его контакты закрываются в цепи реле *6P*. При первом ходе толкателя индуктора срабатывает связанное с ним реле *1P*, что приводит к включению реле *6P* группы памяти. Последнее становится на самопитание и своими контактами *20—21* включает реле *9P* группы сброса. Закрытие контактов *6—10* реле *9P* подготавливает закорачивающую цепочку для реле *3P* группы взвода. Таким образом, после выдачи первой нагретой заготовки в запоминающем устройстве хранится один импульс (реле *6P*).

Снятие этого импульса и отсчет детали происходит после определенного числа ходов ползуна пресса, соответствующего числу ручьев штампа. При ходе ползуна пресса срабатывает связанное с ним реле 2P, подавая импульсы на вход группы пересчета ручьев (реле 12P—14P). Эта часть схемы представляет собой одну из модификаций релейных счетных устройств, поэтому особых пояснений не требуется.

При штамповке, например, в три ручья переключатель ПР находится на клемме 34. В этом случае после трех ходов ползуна пресса контакты реле 2P и 14P оказываются замкнутыми одновременно, что создает закорачивающую цепочку 35—32—34—0 для реле 15P. Последнее закрывает свои контакты 37—38 в цепи счетчика СЭИ и одновременно контактами 10—35 создает закорачивающую цепочку для реле 3P. Отключение этого реле вызывает последовательное отключение реле 6P, 9P и 14P. При открытии контактов 32—34 реле 14P прежняя закорачивающая цепочка для реле 15P исчезает, однако она дублируется контактами 35—36 реле 15P и контактами 30—0 реле 2P. Таким образом, продолжительность подачи напряжения на счетчик определяется временем включения состояния реле 2P, что обеспечивает четкое срабатывание счетчика, обладающего значительно большей инерционностью, чем входящие в схему реле. Контакты 6P 1—37 предупреждают срабатывание счетчика при подаче напряжения на схему в случае, если реле 15P включится с запозданием. Положительной особенностью такого датчика является полное отсутствие каких-либо устройств непосредственно в рабочей зоне оборудования.

Принцип действия датчика с приемным устройством для безрезных прессов основан на возникновении вибраций в прессе в момент обрубки облоя. Эти вибрации улавливаются чувствительным элементом датчика сейсмического типа и преобразуются электронной схемой в выходной сигнал, воспринимаемый электроимпульсным счетчиком. Датчики такого типа могут быть использованы на любых прессах, не имеющих жесткого удара при холостом ходе.

Регистрирующие устройства. В качестве регистрирующих устройств наиболее широко применяются электроимпульсные счетчики.

Выпускаемые в настоящее время отечественной промышленностью электроимпульсные счетчики типов СЭИ-1 и СВ-1М обладают рядом существенных недостатков (большие фронтальные и габаритные размеры, отсутствие дистанционного сброса показаний, затрудненность встройки и т. д.). НИИТАвтомпром разработано техническое задание на ряд электроимпульсных счетчиков, включающих: 1) электроимпульсный счетчик без дистанционной передачи показаний; 2) электроимпульсный счетчик с дистанционной передачей показаний; 3) электроимпульсный программируемый счетчик; 4) электроимпульсный дифференциальный счетчик.

В 1960 г. в соответствии с этим заданием на Рязанском заводе счетно-аналитических машин разработана техническая документация на все модификации счетчиков. В настоящее время изготовлены и проходят испытания первые опытные образцы таких счетчиков, а в конце 1961 г. они должны быть поставлены на серийное производство. Общими для всего ряда спроектированных счетчиков являются следующие параметры:

Число десятичных разрядов	5
Высота цифр в мм	6
Скорость срабатывания в имп/сек	5
Рабочее напряжение постоянного тока в в	48

Электрическое соединение с внешней схемой и крепление осуществляются при помощи стандартных штепсельных разъемов.

Все счетчики изготавливаются во встраиваемом исполнении.

В качестве регистрирующего прибора, отражающего ход процесса, можно также использовать линейный автоматический график. В таком графике имеются две подвижные ленты, из которых одна перемещается в функции времени и показывает в каждый момент величину задания, которое должно быть выполнено, а вторая перемещается в функции фактического выполнения задания (например, в функции количества изготовленных деталей). НИИТАвтомпром разработана и испытана конструкция указанного графика (рис. 8). Каждая из движущихся лент графика приводится электромагнитным устройством с храповым колесом типа шагового искателя. Весь путь 500 мм лента фактического выполнения проходит при условии подачи 500 импульсов. Таким образом, если сменный выпуск составляет 500 деталей, то при получении импульса во время выпуска каждой детали лента проходит за смену до конца.

Если выпуск деталей, учитываемых линейным графиком, превышает 500 шт., может быть изменен масштаб графика: 1 мм соответствует 2 деталям, 1 мм — 3 деталям и т. д. Если выпуск изделий меньше 250 шт., может быть принят масштаб: 1 мм — соответствует 0,5 деталям.

При выборе масштаба для заданной детали необходимо иметь в виду, что в условиях производства выпуск деталей по отдельным сменам или суткам меняется и поэтому необходимо обеспечить возможность изменения скорости движения ленты планового задания.

Изменение скорости движения этой ленты осуществляется следующим образом. Генератор импульсов, представляющий собой синхронный двигатель с кулачком, подает 500 импульсов за смену при 7-часовом рабочем дне. Интервал между импульсами составляет $\frac{420}{500} = 0,84$ мин. Если все эти импульсы по-

дать на привод ленты, то за смену лента пройдет весь путь и в каждое мгновение времени будет показывать текущее зада-

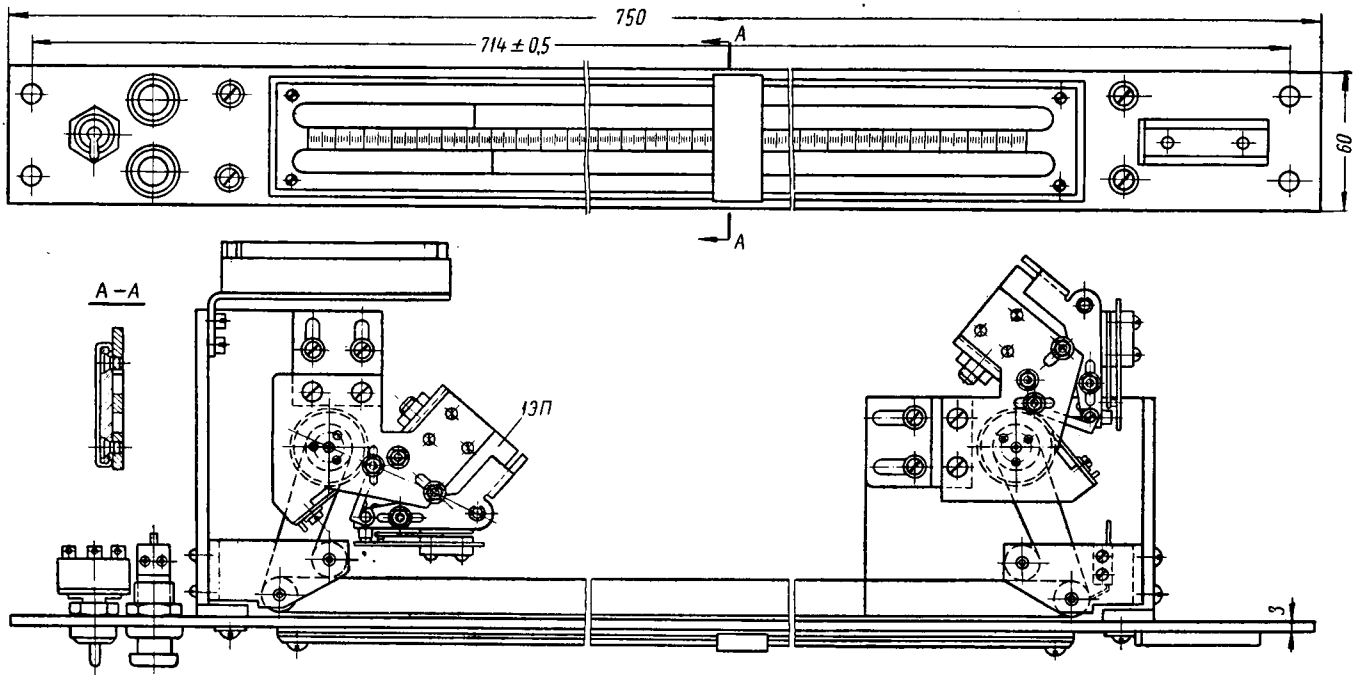


Рис. 8. Линейный автоматический график.

ние при плане на смену, равно 500 изделий. В случае, если сменный план меньше 500 шт. и лежит в пределах от 250 до 500, количество импульсов, подаваемых на график, должно быть уменьшено. Изменение числа импульсов производится через 5 единиц, что практически достаточно. При этом для равномерности движения ленты в течение смены пропуски импульсов производятся равномерно. Для пропуска части импульсов последние поступают от генератора на счетное устройство. Это устройство содержит две релейные декады: единиц и десятков. Таким образом, оно производит подсчет импульсов от 1 до 100. Если пропустить один из выходных импульсов, то за смену их будет пропущено 5, если 2 импульса, — то 10 и т. д., что соответствует заданию 495, 490 и т. д. Количество пропущенных импульсов изменяется с помощью переключателей.

В ряде случаев для анализа работы оборудования необходимо иметь сведения о распределении простоев во времени на протяжении учитываемого периода. С этой целью НИИТАвтопром разработан прибор с двадцатью четырьмя перьями. Этот прибор одновременно учитывает работу 24 единиц оборудования. Когда оборудование работает, магнит соответствующего пера включен и перо чертит линию на бумаге, передвигающейся с постоянной скоростью. При простоях оборудования пера магнит отключается и перо отходит от бумаги.

Вся регистрирующая аппаратура собирается на пульте диспетчера.

Система автоматической передачи и записи показаний счетчиков на перфокарту. Общая скелетная схема передачи показана на рис. 9. На входные концы электроимпульсных счетчиков с контактными счетными узлами подаются различные импульсы, при этом все однозначные концы всех счетчиков соединены параллельно. На провод 1 подается один импульс, на провод 2 — два импульса и т. д. При передаче показаний счетчика включается реле с номером, соответствующим номеру счетчика, и пускается генератор импульсов. В каждый из выходных проводов счетчика и далее через контакты реле в линию, идущую на машиносчетную станцию, пройдут импульсы, причем количество импульсов, проходящих в каждый из проводов, соответствующий определенному разряду, будет равно цифре, показываемой счетчиком в определенном разряде.

На машиносчетной станции приемное устройство подсчитывает число импульсов в каждом разряде отдельно. По окончании работы генератора импульсов подается сигнал на работу считывающего устройства, которое последовательно производит опрос всех разрядов и в соответствии с показанием каждого разряда включает соответствующий магнит итогового перфоратора. После записи одного разряда перфоратор подает сигнал на считывание следующего разряда и т. д. По окончании считывания всех разрядов подается команда на включение следующего реле, происходит передача показаний следующего счетчика и т. д., пока не будут записаны показания всех счетчиков.

В качестве генератора импульсов может быть использован шаговый искатель, электродвигатель, прибор, собранный по

триггерной схеме, или релейное счетное устройство. В качестве приемного устройства могут быть использованы также шаговые искатели или релейные счетные схемы. Применение триггерных схем нецелесообразно, так как выход у них для включения магнитов перфоратора должен быть релейный.

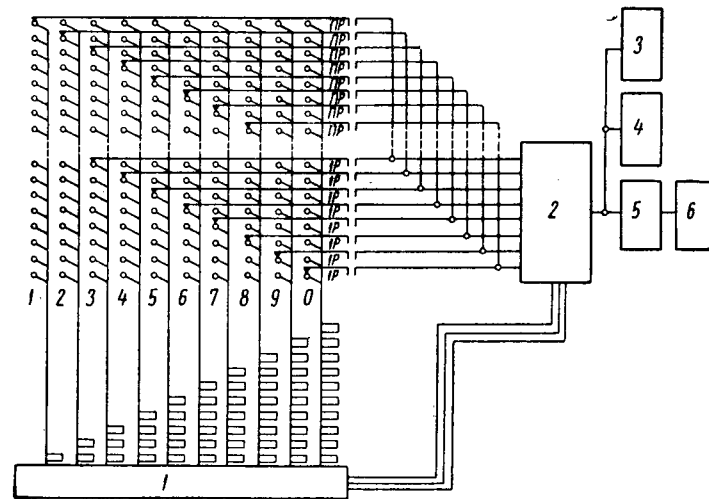


Рис. 9. Скелетная схема автоматической дистанционной передачи и записи показаний счетчиков на перфокарту:

1 — генератор импульсов; 2 — приемное устройство; 3 — световое табло; 4 — репродуктор; 5 — считывающее устройство; 6 — перфоратор ИП80-1.

Опыт наладки устройства с шаговыми искателями показал ненадежность их работы. Кроме того, шаговые искатели потребляют большие токи, что создает трудности при коммутации. В связи с этим целесообразнее использовать релейные счетные устройства.

В случаях, когда скорость записи показаний с помощью перфоратора не обеспечивает необходимую скорость передачи показаний участка или цеха, вместо перфоратора запись на карточку может производиться с помощью репродуктора. В этом случае сразу включаются все разряды и за один оборот репродуктора производится запись.

Система может работать с погашением показаний счетчиков после записи или с сохранением их. При необходимости система дает также возможность в любое время передавать показания любого из счетчиков на световое табло. Для этого используются обычный телефонный номеронабиратель и панель АТС. Всем счетчикам присваиваются соответствующие номера по трехзначной или четырехзначной системе. При наборе номера счетчика происходит включение его реле, пуск генератора и передача показаний на световое табло.

НИКОЛАЙ РОМАНОВИЧ БРИЛИНГ

1876 — 1961 г.

15 марта скончался виднейший советский ученый в области теплотехники и двигателестроения, член-корреспондент АН СССР, заслуженный деятель науки и техники РСФСР, профессор д-р техн. наук Николай Романович Брилинг.

Всю свою долгую жизнь Николай Романович отдал науке и технике, а также воспитанию молодых научных кадров.

В 1918 г. Николай Романович организовал первый в Союзе научно-исследовательский институт по моторам, автомобилям и тракторам — НАМН. Долгое время он являлся директором и научным руководителем этого института и не терял связи с ним до последних лет.

С 1932 г. Н. Р. Брилинг бесменно руководил кафедрой автотракторных двигателей внутреннего сгорания в Московском автомобильно-дорожном институте, с 1945 г. являлся профессором Бронетанковой академии, а с 1953 г. — руководителем поршневых двигателей Лаборатории двигателей АН СССР.

Наряду с научной и педагогической деятельностью Николай Романович принимал самое активное участие в создании отечественных конструкций двигателей.

Смерть Н. Р. Брилинга является тяжелой утратой для советских людей. Ушел из жизни выдающийся ученый и человек.

Конструирование Исследования Испытания

К итогам дискуссии о развитии подвески автомобиля

СТАТЬЯ Р. В. Ротенберга «Проблемы развития подвески автомобилей», опубликованная в порядке обсуждения в журнале «Автомобильная промышленность» № 5, 1960 г., вызвала многочисленные отклики. Большой интерес к вопросам подвески объясняется тем, что ее развитие связано не только с повышением комфортабельности и безопасности движения, но также и с увеличением производительности автомобильного транспорта, уменьшением веса автомобилей и увеличением их срока службы.

В настоящем номере публикуется заключительная статья Р. В. Ротенберга, где излагается ряд дополнительных соображений по вопросам, подвергшимся обсуждению.

В целом дискуссия оказалась полезной. В ее ходе были внесены интересные предложения и опубликованы новые ценные материалы. Вместе с тем ряд вопросов, поставленных в статье Р. В. Ротенберга, практически остался не обсужденным и по ним не было высказано определенных точек зрения.

Одним из важнейших является вопрос о целесообразности применения независимой подвески для различных типов автомобилей. Независимая подвеска передних колес в настоящее время, как правило, применяется для легковых автомобилей. Однако ее преимущества остаются в силе и для других типов автомобилей, например, она все чаще начинает появляться на автобусах. При независимой подвеске можно получить лучшую управляемость, увеличение ходов подвески и снижение ее жесткости.

Следует учитывать, что при эксплуатации в плохих дорожных условиях наличие независимой подвески в некоторых случаях затрудняет сохранение стабильности установки колес и, следовательно, ведет к повышенному износу шин. Этот недостаток должен преодолеваться не только путем создания надежных, износоустойчивых шарниров подвески, но и правильным выбором схемы и конструкции направляющего устройства.

В настоящее время уже проводятся экспериментальные работы по применению независимой подвески передних колес для автобусов и грузовых автомобилей (на Львовском автобусном заводе, на Московском автозаводе имени Лихачева и в НАМИ). Эти работы необходимо всемерно форсировать, так как только в результате испытаний опытных образцов можно будет выяснить эффективность и экономическую целесообразность применения независимой подвески для автомобилей различных классов.

Основное преимущество пневматической подвески заключается в легкости ее автоматического регулирования. Регулируемая подвеска способна обеспечить качества, которые не достигаются с обычной подвеской, и, следовательно, в этом направлении можно ожидать развития автомобильной техники.

Пневматической подвеске, как и всякому другому агрегату автомобиля, предстоит пройти длительный путь совершенствования схемы и конструкции. Это, однако, не означает, что уже в существующем виде она не может использоваться. Напротив, необходимо, чтобы уже в ближайшее время такая подвеска применялась на отечественных автобусах средней и большой вместимости. Другой эффективной областью применения регулируемой пневматической подвески являются автопоезда (сидельные тягачи и полуприцепы), где достижение удовлетворительной плавности хода при обычной подвеске особенно трудно.

Область применения регулируемых подвесок будет расширяться по мере отработки схемы и конструкции отдельных узлов, повышения их долговечности и снижения стоимости.

Вероятно, в недалеком будущем появятся конструкции, где будет автоматически регулироваться не только жесткость упругого элемента, но и сопротивление амортизаторов.

Основной и почти единственной подвеской на грузовых автомобилях остается пока подвеска на листовых рессорах. Этот тип подвески отличается прежде всего своей простотой и низ-

кой стоимостью изготовления. Однако низкая первоначальная стоимость изготовления сочетается с большими расходами в эксплуатации из-за поломок листов рессор, износов втулок и пальцев и т. д.

До сих пор на грузовых автомобилях с подвеской на листовых рессорах не была достигнута удовлетворительная плавность хода при движении в разнообразных дорожных условиях. Это вызывает снижение средней технической скорости и, следовательно, экономической эффективности работы автотранспорта, ухудшает условия труда водителя и сохранность перевозимых грузов, снижает срок службы всего автомобиля, а также и дорожного покрытия.

На рис. 1 и 2 представлены некоторые результаты проведенных НАМИ испытаний плавности хода опытных образцов новых отечественных грузовых автомобилей в сравнении со старыми. Результаты этих испытаний позволяют сделать следующие выводы:

Плавность хода новых автомобилей значительно лучше, чем старых. Таким образом, отечественная автомобильная промышленность со сменой моделей делает в этом отношении серьезный шаг вперед.

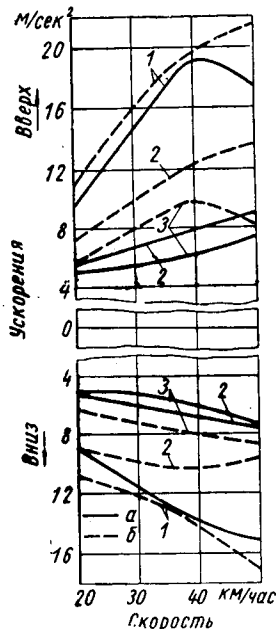


Рис. 1. Вертикальные ускорения на пассажирском сиденье в кабине и на платформе кузова автомобилей ЗИЛ-130Л (а) и ЗИЛ-164 (б) при движении по булыжному шоссе хорошего качества:

1 — в кузове без нагрузки; 2 — в кузове с нагрузкой 4 т; 3 — в кабине с нагрузкой 4 т.

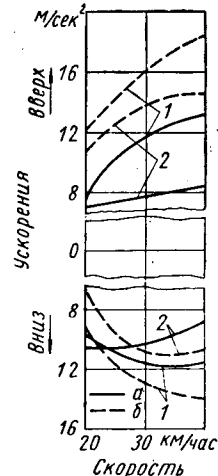


Рис. 2. Вертикальные ускорения на пассажирском сиденье в кабине и на платформе кузова автомобилей ЗИЛ-131 (а) и ЗИЛ-157 (б) при движении по щебенной (полная нагрузка):

1 — в кузове; 2 — в кабине.

Вместе с тем вертикальные ускорения как в кабине, так и в кузове новых автомобилей, которые, очевидно, будут выпускаться в течение ряда лет, все еще чрезмерно высоки и не удовлетворяют требованиям хорошей комфортабельности и сохранности перевозимых грузов.

По-прежнему актуальной остается задача повышения срока службы легковых рессор.

Серьезные резервы повышения долговечности рессор заключаются в улучшении технологии их изготовления и в первую очередь качества рессорного проката.

Однако основным препятствием к достижению удовлетворительной долговечности является отрицательное влияние межлистового трения и коррозии, снижающее эффективность обычных методов упрочнения. До сих пор все попытки преодолеть этот недостаток, несмотря на многолетнюю работу, остались безрезультатными и поэтому следует искать новых путей. Возможно, эти пути будут найдены с появлением новых материалов, используемых для межлистовых прокладок, покрытий и т. д.

В целом проблема создания качественной, прочной и достаточно дешевой подвески для грузовых автомобилей массового выпуска, имеющая важное народнохозяйственное значение, остается пока нерешенной.

Автозаводам и НАМИ следует смелее экспериментировать в этом направлении, испытывая различные типы упругих элементов как пневматических и гидropневматических, так и стальных (пружины, торсионы и т. д.), а также комбинации листовых рессор с другими упругими элементами, облегчающими условия их работы.

Отсутствие единой методики испытания подвески, позволяющей достаточно полно и всесторонне оценить ее качества, является большим недостатком. Необходимым условием применения такой методики является наличие испытательного полигона с дорогами характерного микропрофиля, где различные автомобили могли бы испытываться в идентичных условиях, а сроки испытаний могли бы быть значительно сокращены. Вопрос о необходимости полигона был выдвинут еще в довоенное время. Постановление руководящих органов о строительстве полигона принято в 1958 г., однако, до сих пор практически сделано очень мало и план строительства выполняется чрезвычайно медленно. Это свидетельствует об имеющейся серьезной недооценке данного вопроса. Следует прямо указать, что отсутствие полигона ведет к затяжке испытаний ио-

вых образцов и внедрения новой техники, а в некоторых случаях и появлению на производстве недоработанных конструкций.

При разработке единой методики испытания подвески необходимо использовать новейшие достижения науки и техники и создать вполне современную и удобную аппаратуру. К этой работе целесообразно привлекать широкий круг заинтересованных организаций.

Теория автомобильной подвески была значительно продвинута за последние годы, однако, до сих пор она все же не полностью удовлетворяет требованиям практики. Глубокие причины этого заключаются в том, что разработка теории встречает принципиальные трудности.

1. При движении автомобиля по неровной дороге воздействия на подвеску носят незакономерный случайный характер. Поэтому колебания автомобиля по своим свойствам существенно отличаются от колебаний, обычно изучаемых в машиностроении. Теория случайных процессов применительно к расчету подвесок получает развитие лишь за последнее время.

2. Колебательная система автомобиля нелинейна. Амортизаторы имеют различное сопротивление на отбой и на сжатие и предельные клапаны. При движении по плохой дороге, т. е. в случае, представляющем наибольший интерес, весьма часты отрывы шин от поверхности дороги, шины работают различно на буграх и впадинах и т. д.

Пренебрежение указанными особенностями может изменить не только количественные результаты, но и качественную картину. Однако учесть их в аналитическом исследовании пока еще вряд ли возможно. Эффективным средством развития теории и расчета подвески должно явиться применение электрических моделей и электронных счетных машин. Можно рассчитывать, что таким путем удастся достигнуть результатов, ценных для практики.

В соответствии с пожеланиями, высказанными в дискуссии, редакция и в дальнейшем будет освещать на страницах журнала вопросы развития подвески автомобиля.

Еще о проблемах подвески автомобилей¹

Д-р техн. наук Р. В. РОТЕНБЕРГ

ПРИ ОБМЕНЕ мнениями в связи с опубликованием в журнале «Автомобильная промышленность» № 5 за 1960 г. статьи «Проблемы развития подвески автомобилей» были высказаны ценные соображения и выдвинуты новые положения.

Остановимся сначала на некоторых высказываниях, связанных с теорией подвески.

Как правильно отмечалось, целый ряд вопросов требует дальнейшей разработки. Можно согласиться с Н. Н. Яценко, что процесс переезда автомобильного колеса через короткую неровность требует более детального изучения.

Разработка измерителей плавности хода была начата около 40 лет назад, однако состояние этого вопроса неудовлетворительное. Основной недостаток многочисленных работ заключается в том, что каждая из них охватывает только часть необходимых экспериментов, а различная их методика препятствует сопоставлению накапливаемых данных. Я. И. Броштейн считает, что необходимо создать специальную «автомобильную физиологию». Может быть вопросы физиологии и медицины, связанные с ощущениями водителя и пассажиров, составят со временем самостоятельный раздел, но уже теперь есть основания утверждать, что выражение ощущений неудобства, усталости при езде и т. п. через физические величины — частоты, коэффициенты затухания, амплитуды и др. — не является всесторонним, в частности, вследствие разобренных усилий инженеров или физиологов.

Одним из измерителей плавности хода, предложенных в ходе настоящего обсуждения, является

$$P = \left(1 - \frac{z}{h}\right) T^{2\psi} \Phi, \quad (1)$$

где z — амплитуда вертикальных колебаний кузова;

h — высота неровности;

T — период наблюдаемых колебаний;

Φ — логарифмический декремент затухания;

ψ — показатель степени $\psi=0,5$.

Целесообразность такого комбинированного измерителя представляется нам спорной.

Колебания автомобиля являются сложными, состоящими из низкочастотных и высокочастотных составляющих. Различные сочетания длины неровностей и скоростей движения приводят к различным соотношениям между составляющими колебаний. В качестве примера на рис. 1 представлены две четко выраженные кривые, соответствующие совпадению времени проезда неровности с одним из периодов собственных колебаний — низкочастотных (рис. 1, а) или высокочастотных (рис. 1, б). Соответственно в этих случаях в формулу (1) следует подставлять значения T и Φ , соответствующие хотя и различным, но вполне определенным видам колебаний (низкочастотных или высокочастотных). Во время испытания автомобиля на неровности заданной длины можно получить кривые, подобные приведенным на рис. 1, в случае надлежащего выбора скорости движения автомобиля. При произвольном выборе скоростей движения или некотором сочетании длины неровности и скорости движения величины T , Φ и z примут некоторые нехарактерные значения. Разделить воспринимаемые по-разному низкочастотную и высокочастотную составляющие затруднительно. Трудно также получить объективную оценку качества подвески.

В формулу (1) входит произведение $T^2 \cdot \Phi^\psi$ и поэтому одинаковую плавность хода следует ожидать при различных со-

четаниях T и Φ , если произведение $T \cdot \sqrt{\Phi}$ будет оставаться неизменным ($\psi=0,5$). Пусть, например, у одного автомобиля $T_1=1,0$ сек. и затухание соответствует обычной регулировке

¹ Это заключительная статья дискуссии по проблемам подвески автомобиля, проводившейся в журнале «Автомобильная промышленность» № 5—9 за 1960 г.

амортизаторов, а у другого автомобиля $T_2=0,5$ сек. Учитывая формулу (1), найдем условие равенства произведений $T^2 \cdot \vartheta^2$ у обоих автомобилей

$$T_1^2 \sqrt{\vartheta_1} = T_2^2 \sqrt{\vartheta_2}. \quad (2)$$

Отсюда необходимый декремент затухания у второго автомобиля должен составлять

$$\vartheta_2 = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^4 \vartheta_1 = 16 \vartheta_1. \quad (3)$$

Хотя при этом не учитывается разница между z_1 и z_2 , все-таки мало вероятно, чтобы автомобиль с весьма жесткой подвеской и небывало сильной регулировкой амортизаторов (по существу их блокировкой) обладал такой же плавностью хода, как и автомобиль с мягкой подвеской.

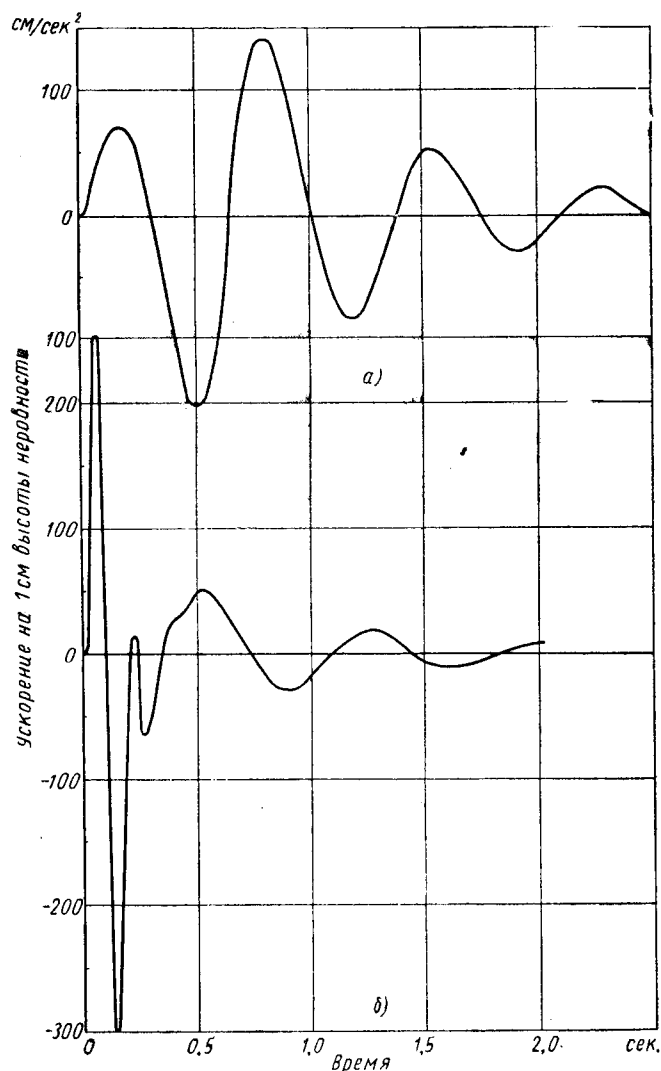


Рис. 1.

Очевидно, измерители плавности хода, необходимые для проектирования и экспериментальной доводки, должны быть по возможности простыми и иметь четкий физический смысл. Измерители, необходимые для окончательной приемки автомобиля по результатам испытаний на дорогах различного качества, могут быть более сложными при условии автоматизированной обработки измеряемых величин.

В своем выступлении А. А. Силаев, развивая мысль о плодотворности применения методов статистической динамики к исследованию подвески, ознакомил читателей с рядом понятий теории случайных процессов, непривычных для автомобилистов. Вполне вероятно, что уже в ближайшем будущем при-

менение методов статистической динамики, пожалуй, наиболее перспективных, приведет к появлению «статистической теории подвески».

В связи с тем, что число аналогичных предложений в последнее время увеличивается, следует предостеречь от упрощенного переноса некоторых понятий теории случайных процессов на задачи, связанные с подвеской автомобиля. Сюда относятся, например, предложение оценивать колебания кузова по средней квадратичной амплитуде.

Можно предложить много разновидностей «средних значений». В некоторых задачах оправдано применение «средней квадратичной». Однако нет еще ответа на вопрос, применимо

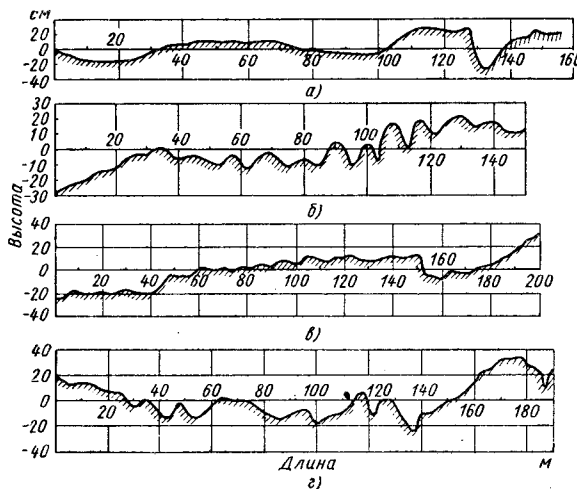


Рис. 2.

ли для оценки плавности хода автомобиля именно такой способ нахождения среднего значения кривых колебаний. Между тем, нет оснований преждевременно, без доказательств, считать, что величина средней квадратичной (перемещений, ускорений и т. п.) даст правильное представление о плавности хода и качестве подвески.

Чтобы пояснить, почему этот вопрос требует доказательного исследования, приведем примеры обработки кривых дорожного микропрофиля, заимствованные из работы А. А. Силаева.

Дорожным участкам, представленным на рис. 2, соответствует средняя квадратичная амплитуда в пределах 12,0—12,6 см. Число наблюдений, соответствующих кривым а, б, равно 300 и 314, а кривым в, г — соответственно 380 и 400. Таким образом, средние амплитуды дорожного микропрофиля для всех участков примерно одинаковы. Однако по их виду нельзя утверждать, что ощущения пассажиров на любом из участков дороги были бы одинаковыми.

Следует добавить, что организм человека по-разному реагирует на низкочастотные и высокочастотные составляющие колебаний и соответственно на их «средние квадратичные».

Появление нового пневматического упругого элемента в подвеске сопровождалось сначала некоторыми ошибками в его применении. В частности, как справедливо отметил Р. А. Акупян, не оправдало себя простое приспособление обычной подвески под пневматический упругий элемент. Новая подвеска потребовала нового подхода.

Между тем, ряд важных вопросов, связанных, например, со схемой подвески, ее характеристикой, сроком службы элемента и дополнительного оборудования, нельзя считать окончательно решенными.

Приведем следующий пример. Переход на пневматическую подвеску у автомобилей без пневматического оборудования требует установки компрессора или гидравлического насоса, если жидкость является промежуточным телом (автомобиль Citroen DS19). Такое решение принято сейчас как единственное, хотя и связано с рядом неудобств: компрессор требует места, дополнительных затрат мощности, дополнительных операций по обслуживанию и ремонту.

Нельзя, однако, утверждать, что приводимые от двигателя компрессор или насос и впрямь останутся неотъемлемыми частями подвески. Помимо упомянутого нами в основной статье, необходимое давление сжатого воздуха может поддерживаться за счет использования части энергии колебаний автомобиля.

Современные пневматические подвески включают, кроме упругих элементов, дополнительное оборудование: регуляторы гостоянства высоты кузова, резервуар для воздуха или жидкости, аккумулятор давления, фильтры и т. д. Общая схема пневматической подвески получается громоздкой из-за ряда

приборов и устройств, размещенных в разных местах автомобиля и связанных трубопроводами. Такую общепринятую сейчас схему пневматической подвески также нельзя считать окончательно установившейся.

Приведем в качестве примера опытную конструкцию пневматического поршневого элемента чешского автомобиля Тагра 603 (рис. 3). В одном корпусе объединены: пневматический упругий элемент, гидравлический амортизатор, поршневой насос для обеспечения нужного давления сжатого воздуха, регулятор постоянства высоты кузова, резервуар с жидкостью.

С колесом связаны поршень 1 и шток 2, а остальные части связаны с кузовом. Сжатый воздух упругого элемента находится в замкнутом пространстве между стенками корпуса 3 и диафрагмой 4, отделяющей воздух от масла, заполняющего всю внутреннюю полость элемента. Положение деталей на этой схеме является средним, относительно которого и происходят небольшие взаимные перемещения поршня 1 и цилиндра 5. При этом масло перетекает из пространства над штоком 2 через отверстие 6 в резервуар 7 и обратно. Если нагрузка на автомобиль

возрастет, поршень 1 и шток 2 поднимутся вверх, так что отверстие 6 будет перекрыто. Под действием колебаний автомобиля шток 2, действуя как насос, вызовет поступление масла через впускной клапан 8 и подачу масла через нагнетательный клапан 9. Растущее давление масла передается через отверстия 10 во внутреннем корпусе и отверстия 11 и 12 в трубке на внутреннюю поверхность диафрагмы 4. Давле-

ние воздуха возрастет. Увеличение давления масла вызовет подъем кузова и восстановление его высоты.

Если груз в кузове уменьшится, то поршень и шток опустятся, откроется отверстие 13 и начнется стравливание жидкости через отверстие 6 и резервуар 7, пока положение кузова не восстановится.

Если после длительной стоянки мягкий резиновый упор 14 соприкоснется с крышечкой, то с началом движения колебания на этих упорах обеспечат подкачивание масла до получения нормального давления.

Калиброванные отверстия и клапаны 15 в поршне 1 обеспечивают гасящий эффект, соответствующий действию амортизатора с затуханием на ходе отдачи.

Таким образом, все, что входит в упругое и гасящее устройство подвески, собрано в одном корпусе, несколько превышающем по размерам обычный гидравлический телескопический амортизатор.

Сочетание двух неметаллических упругих элементов (пневматического и гидравлического) позволит найти, как это показал М. И. Смотрицкий, качественно новое решение. Однако разработка новой гидропневматической подвески для автомобиля является делом будущего.

Данные, приведенные Б. М. Дышманом, вызывают серьезные опасения. Если внедрение новой рессоры в обычную подвеску грузового автомобиля ЗИЛ требует 3—4 лет, то каких сроков следует ожидать при более радикальных изменениях в конструкции подвески?

При внедрении новых конструкций подвесок значительная часть времени тратится на заводские пробеговые испытания на дорогах различного типа. В настоящее время можно ожидать, что замена существующих пробегов испытаниями на искусственных дорожках, создающих определенные колебания и динамические нагрузки, позволит сократить километраж до выхода деталей из строя в несколько раз.

Известно, например, что на автодроме английской автомобильной промышленности (МИРА) одна из искусственных дорожек для испытания подвески моделирует сильно изношенную будыжную мостовую. Установлено, что если автомобиль выдерживает на дорожке пробег в 1600—2400 км, то в обычных условиях эксплуатации он выдержит нормальный межремонтный пробег. Таким образом, искусственно подобранные условия могут дать ценнейший экспериментальный материал за 10—15 дней испытаний.

Пожелание заводов по возможности сократить сроки испытаний должно быть учтено при определении объема последних. Поэтому прав В. Б. Цимбалли, поддерживая эту мысль. Однако этому пожеланию противоречит его предложение проводить испытание подвески автомобиля за шесть этапов, включающих дорожные и стендовые испытания различных видов. На наш взгляд, уникальные испытательные стенды и установки, имеющиеся в отдельных организациях, не обязательно должны повсеместно копироваться. Задача этих установок — помочь в разработке удобной и экономичной методики испытаний, основанной на ограниченном комплексе типового оборудования.

В заключение хотелось бы поддержать предложение Б. М. Дышмана о создании сети показательных автобаз, находящихся под наблюдением заводов и исследовательских институтов. Систематический учет результатов эксплуатации в условиях тщательно организованного обслуживания оказал бы существенную помощь автомобильной промышленности.

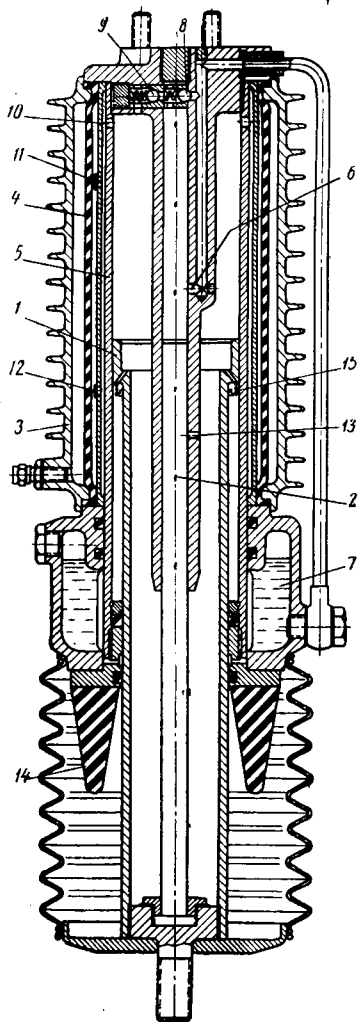


Рис. 3.

возрастает, поршень 1 и шток 2 поднимутся вверх, так что отверстие 6 будет перекрыто. Под действием колебаний автомобиля шток 2, действуя как насос, вызовет поступление масла через впускной клапан 8 и подачу масла через нагнетательный клапан 9. Растущее давление масла передается через отверстия 10 во внутреннем корпусе и отверстия 11 и 12 в трубке на внутреннюю поверхность диафрагмы 4. Давле-

Расчет рулевых механизмов с переменным передаточным отношением

Канд. техн. наук М. И. ЛЫСОВ

НАМИ

ПЕРЕДАТОЧНОЕ отношение рулевого механизма является одним из важнейших факторов, влияющих на основные эксплуатационные качества автомобиля: легкость и удобство управления, маневренность, устойчивость и др.

Выбор передаточного отношения по величине и диаграмме изменения его по углу поворота рулевого колеса должны производиться с учетом удовлетворения двух основных эксплуатационных требований: 1) устойчивости автомобиля при движении по прямой и 2) маневренности автомобиля на поворотах.

Наиболее полно этим требованиям отвечает рулевой механизм с переменным передаточным отношением¹, которое изменяется как показано на рис. 1.

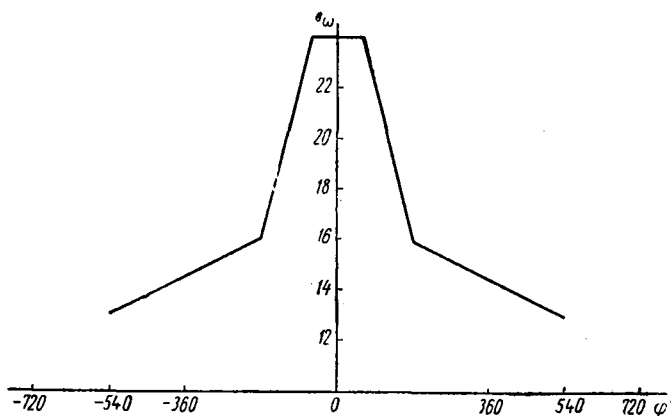


Рис. 1.

Изменение передаточного отношения по заданному на рис. 1 закону может быть получено только путем применения искусственных приемов в двух конструкциях рулевых механизмов: с глобоидальной и с кривошипной передачами, — путем нарезки червяка с переменным шагом.

Во всех конструкциях рулевых механизмов, в которых передаточное отношение выполняется переменным, отношение между углами поворота валов зависит от характера изменения передаточного отношения. При расчете рулевых механизмов с переменным передаточным отношением могут встретиться следующие случаи.

1. Передаточное отношение постоянно и равно i_ω . Между углом поворота вала сошки β и углом поворота рулевого вала φ имеется следующая зависимость:

$$\varphi = \beta i_\omega.$$

2. Передаточное отношение рулевого механизма переменное и изменяется по прямолинейному закону. Передаточное отношение изменится может так за полный угол φ поворота рулевого колеса и на отдельных участках его поворота. При этом угол наклона λ прямой к оси абсцисс (угла φ) определяется уравнением

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{di_\omega}{d\varphi} = k = \frac{i_2 - i_1}{\varphi_2 - \varphi_1} = \text{const.}$$

Из уравнения передаточного отношения $i_\omega = \frac{d\varphi}{d\beta}$. Определим значение $d\varphi$ и подставив его в уравнение $\operatorname{tg} \lambda = k$, получим

$$d\beta = \frac{1}{k} \cdot \frac{di_\omega}{i_\omega}.$$

Интегрируем последнее в пределах от i_1 до i_2 ; после этого будем иметь зависимость между углами поворота валов при повороте рулевого колеса на угол $\varphi_2 - \varphi_1$

$$\beta = \frac{1}{k} (\ln i_2 - \ln i_1) = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{i_2 - i_1} (\ln i_2 - \ln i_1).$$

В том случае, когда передаточное отношение изменяется по некоторой ломаной линии, угол поворота вала сошки

$$\beta_0 = \sum \frac{\varphi_{n+1} - \varphi_n}{i_{n+1} - i_n} (\ln i_{n+1} - \ln i_n).$$

Достаточно близкие значения угла β для этого случая получаются по приближенным уравнениям:

$$\beta = 2 \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{i_2 + i_1}.$$

$$\beta_0 = \sum \frac{2(\varphi_{n+1} - \varphi_n)}{i_{n+1} + i_n}.$$

3. Передаточное отношение переменное и изменяется по кривой, определяемой условием постоянства угла наклона витка червяка $\alpha = \text{const}$.

При этом условии передаточное отношение вычисляется по уравнению

$$i_\omega = \frac{d\varphi}{d\beta} = \frac{R_0}{r_0} \cos \beta (\operatorname{ctg} \alpha \pm \operatorname{tg} \beta).$$

Для определения соотношения между углами поворота валов последнее уравнение может быть представлено в следующем виде:

$$d\varphi = \frac{R_0}{r_0} \operatorname{ctg} \alpha \cos \beta d\beta \pm \frac{R_0}{r_0} \sin \beta d\beta.$$

Интегрируя его в пределах от β_1 до β_2 , получаем интересующую нас зависимость между углами

$$\varphi = \frac{R_0}{r_0} [\operatorname{ctg} \alpha (\sin \beta_2 - \sin \beta_1) \mp (\cos \beta_2 - \cos \beta_1)].$$

4. Передаточное отношение переменное и изменяется по некоторой кривой, определяемой уравнением угла наклона касательной к этой кривой

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{di_x}{d\varphi}.$$

При повороте червяка от угла φ' до угла φ'' передаточное отношение изменяется от i_1 до i_2 . В каждой точке этого участка кривой передаточное отношение

$$i_x = \frac{d\varphi}{d\beta}.$$

Решив оба уравнения совместно, получим

$$d\beta = \frac{di_x}{i_x \operatorname{tg} \lambda}.$$

Интегрируя последнее уравнение в пределах от i_1 до i_2 , будем иметь

$$\beta = \int_{i_1}^{i_2} \frac{1}{\operatorname{tg} \lambda} \cdot \frac{di_x}{i_x} = \frac{1}{\operatorname{tg} \lambda} (\ln i_2 - \ln i_1).$$

Рулевой механизм с глобоидальной передачей. При конструировании глобоидальной передачи труд-

¹ Лысов М. И., «Автомобильная промышленность» № 8, 1960.

мо добиться приемлемого изменения углов наклона ролика и витка червяка (наименьшего взаимного перекоса), а также скольжения в процессе зацепления при повороте вала сошки.

Наиболее правильная работа передаточной пары получается в конструкциях с одногребневым роликом (рис. 2, а) или с вращающимся пальцем, расположенным по радиусу образу-

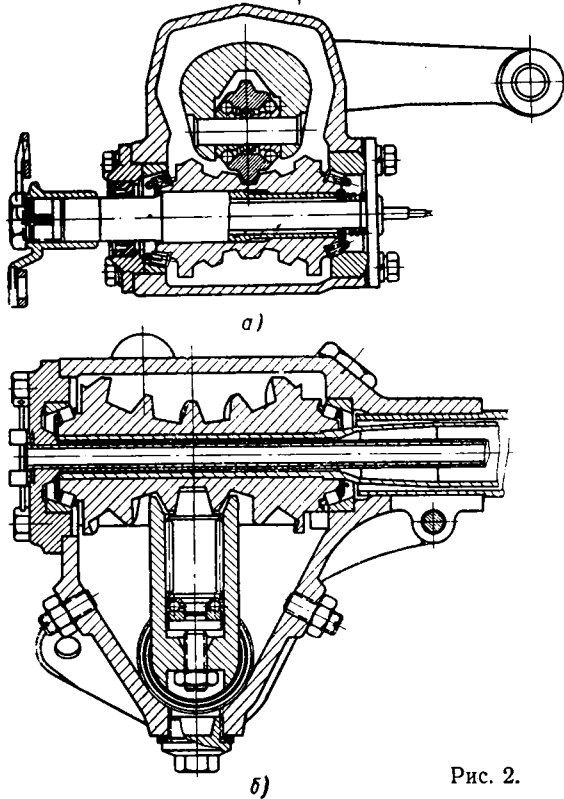


Рис. 2.

ющей червяка (рис. 2, б). В этих конструкциях наибольшее передаточное отношение червяк должен иметь в средней части, а в обе стороны от середины передаточное отношение должно уменьшаться.

Для сопоставления конструкций рулевых механизмов с глобоидальной передачей на рис. 3, а приведены диаграммы изменения передаточного отношения i_{ω} различных червяков, а на рис. 3, б — соответствующие им диаграммы изменения угла наклона витка червяка с различным выполнением: α_1 — с постоянным передаточным отношением $i_{\omega} = 20$ (диаграмма i_1), α_2 — с переменным передаточным отношением, изменяющимся по диаграмме i_2 , и α_3 — с переменным передаточным отношением, изменяющимся по диаграмме i_3 .

В первом случае с червяком может зацепляться одногребневый или двухгребневый ролик. Во втором случае сдвоенный ролик соприкасается с концевыми витками червяка. В третьем случае с витком червяка зацепляется одногребневый ролик или вращающийся палец (рис. 2, а или 2, б).

Угол наклона глобоидального червяка определяется по уравнению¹

$$\operatorname{ctg} \alpha = \sqrt{\left(\frac{k}{R} - \cos \beta\right)^2 i^2 + \sin^2 \beta}.$$

Соотношение между углами поворота валов φ и β установлено выше. Получающаяся разность в углах наклона витка червяка, как видно из рис. 3, равна: в первом случае $\Delta\alpha_1 = 4^\circ$, во втором случае $\Delta\alpha_2 = 10^\circ 50'$ и в третьем случае она получается наименьшей и равной $\Delta\alpha_3 = 2^\circ 44'$. Как видно, наиболее правильное зацепление глобоидальной передачи с наименьшим перекосом ролика получается в конструкции с одногребневым роликом (рис. 2, а) или с вращающимся пальцем, расположенным по радиусу образующей червяка (рис. 2, б). Передаточное отношение у них изменяется по закону, приведенному на рис. 1.

Наихудшие условия работы передаточной пары как в отношении разности в углах наклона ролика относительно витка,

так и в отношении их перекоса получаются в конструкции с глобоидальным червяком и двумя роликами (рис. 4, а, б, в).

Рулевой механизм с кривошипной передачей. При конструировании кривошипной передачи наиболее важными вопросами являются: определение углов наклона витка червяка в зависимости от угла поворота последнего и определение конструктивных размеров передачи.

Изменение передаточного отношения по заданному закону в этой конструкции получается за счет специальной нарезки червяка.

В кривошипной передаче, образуемой цилиндрическим червяком и кривошипом, палец кривошипа перемещается по дуге, а не по образующей цилиндрической поверхности. Поэтому,

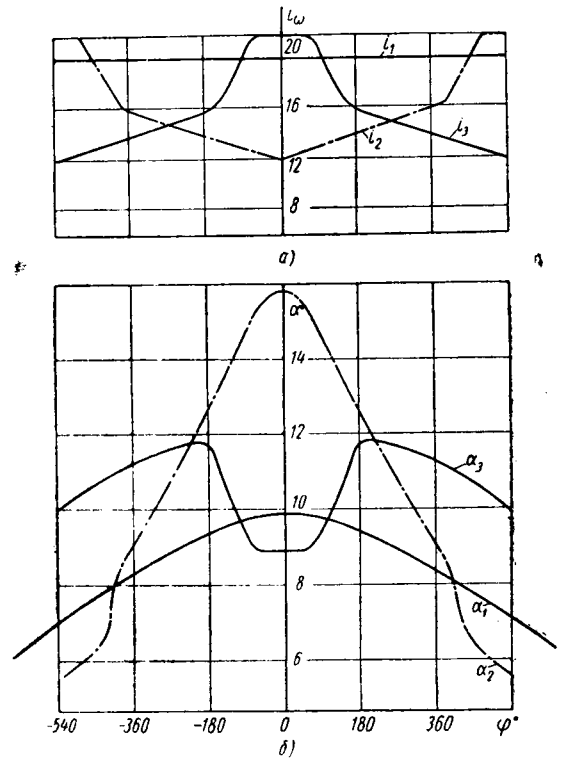


Рис. 3.

описываемая пальцем винтовая линия получается с переменным углом наклона. Особенно большие изменения угла получаются при переменном передаточном отношении.

Вопрос образования винтовой линии червяка кривошипной передачи до сих пор нигде не освещался, что не позволяло

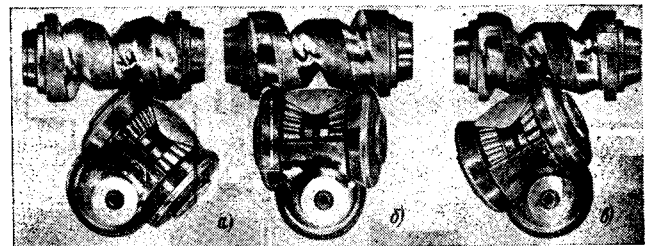


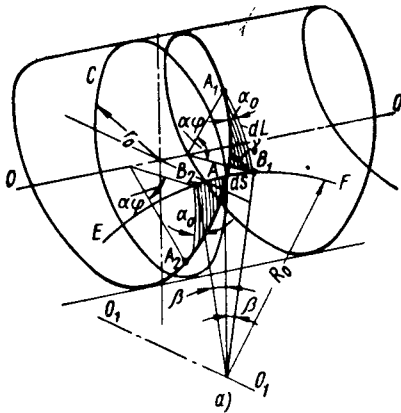
Рис. 4.

правильно произвести расчет и разработку конструкции передаточной пары рулевого механизма и правильно определить взаимодействие сил в передаче.

На рис. 5, а дана схема червяка для определения угла наклона винтовой линии. Окружность S радиуса r_0 представляет собой среднее сечение червяка. Дуга EF радиуса R_0 — дуга движения точки B (центра пальца кривошипа), перемещающейся вокруг центра O_1 .

¹ Лысов М. И., Механизмы рулевого управления автомобиля, Машгиз, 1950.

При повороте червяка вправо или влево на угол $d\varphi$ точка B описывает на червяке участки винтовой линии AA_1 или AA_2 в зависимости от направления вращения червяка.



косновения с витками червяка будут отличаться по величине от радиуса до центра пальца и будут изменяться в зависимости от угла поворота червяка.

На рис. 5, б изображена схема зацепления пальца кривошипа с витками червяка для определения радиусов зацепления. Знаком O обозначена ось вала кривошипа; знаком O_1 — ось пальца кривошипа, имеющего радиус r_n ; знаками A и B — точки соприкосновения пальца с витками червяка, знаком R — радиус до центра пальца и знаками m_1 и m_2 обозначены касательные к винтовым линиям, описываемым точками A и B пальца и составляющие с вертикалью углы α_1 и α_2 .

Радиусы зацепления (соприкосновения) R_1 и R_2 определяются из треугольников OO_1A и OO_1B , из которых находим

$$R_{1-2}^2 = R_x^2 = r_n^2 + R_0^2 - 2r_nR_0 \cos X.$$

Угол $X = 90^\circ - \beta \pm \alpha_x$.

Подставляя это значение, уравнение радиусов зацепления пальца кривошипа с витками червяка получим в следующем виде:

$$R_{1-2}^2 = R_x^2 = r_n^2 + R_0^2 - 2r_nR_0 \sin \left(\frac{\varphi}{i} \mp \alpha_x \right).$$

В этом уравнении знак $(-)$ соответствует правому вращению, знака $(+)$ — левому вращению червяка при левом направлении винтовой линии.

В приведенном уравнении следует принимать средний радиус пальца кривошипа, так как его радиус переменный и зависит от рабочей высоты и глубины погружения в канавку.

Особенно сильно изменяются радиусы пальца при двухпальцевом кривошипе. В такой конструкции каждый из пальцев при больших углах поворота в ту или другую сторону выходит из канавки и в зацеплении остается другой палец.

Поэтому у червяка для двухпальцевого кривошипа глубина и ширина канавки изменяются от нуля на одном его конце до

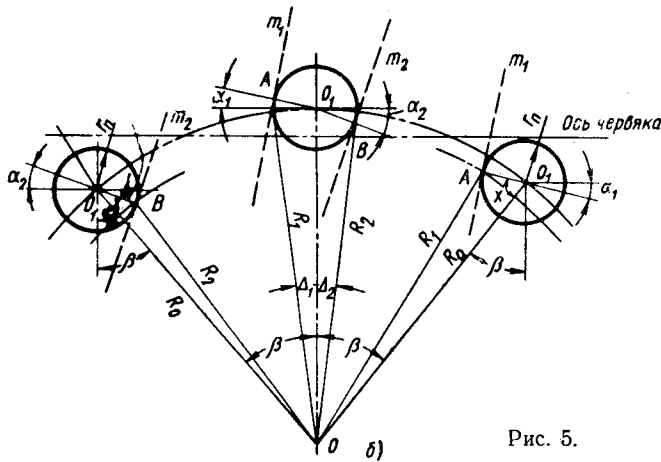


Рис. 5.

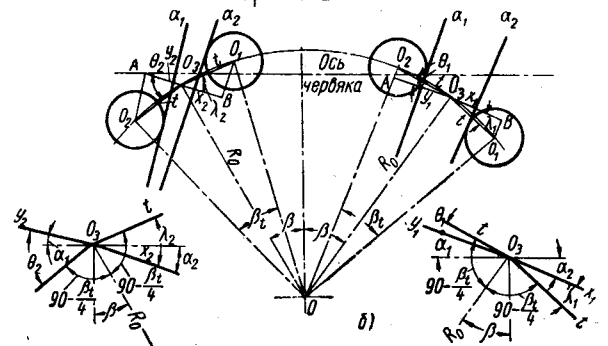
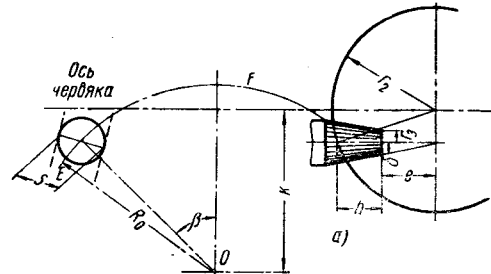


Рис. 6.

максимального значения в середине и до нуля на другом конце.

Схема для определения глубины канавки червяка в зависимости от угла его поворота дана на рис. 6, а.

Согласно приведенным здесь обозначениям, глубина h и ширина S канавки определяются соответственно из уравнений:

$$h = \sqrt{r_2^2 - (k - R_0 \cos \beta)^2} - e;$$

$$S = 2(r_3 + h \operatorname{tg} \delta) = 2 \left\{ r_3 + \left[\sqrt{r_2^2 - (K - R_0 \cos \beta)^2} - e \right] \operatorname{tg} \delta \right\},$$

Из бесконечно малых криволинейных и косоугольных треугольников со сторонами dS и dL имеем

$$\sin \alpha_0 = \frac{dS}{dL} \sin \gamma.$$

Дифференциалы длины дуг S и L имеют следующий вид:

$$dS = R_0 d\beta = R_0 \frac{d\varphi}{i} \text{ и } dL = r_0 d\varphi.$$

Подставляя полученные значения в уравнение $\sin \alpha_0$, получим

$$\sin \alpha_0 = \frac{R_0}{r_0 i} \sin \gamma.$$

При повороте червяка направо и налево угол

$$\gamma = 90^\circ - (\alpha \mp \beta).$$

Верхний знак $(-)$ соответствует повороту направо, нижний знак $(+)$ — налево.

Так как

$$\sin \gamma = \cos(\alpha_0 \mp \beta) = \cos \alpha_0 \cos \beta \pm \sin \alpha_0 \sin \beta,$$

уравнение $\sin \alpha_0$ получит следующий вид:

$$\sin \alpha_0 = \frac{R_0}{r_0 \cdot i} (\cos \beta \cos \alpha_0 \pm \sin \beta \sin \alpha_0),$$

откуда

$$\operatorname{ctg} \alpha_0 = \frac{r_0}{R_0} \frac{i}{\cos \beta} \pm \operatorname{tg} \beta.$$

Соотношение между углами β и φ зависит от передаточного отношения. В связи с тем, что в действительности с витком червяка соприкасается палец кривошипа, радиусы его сопри-

где r_0 — радиус наружной поверхности червяка;
 R_0 — радиус до центра пальцевой фрезы;
 e — расстояние от оси червяка до плоскости, в которой перемещается торец пальцевой фрезы при нарезке;
 r_s — радиус торца пальцевой фрезы;
 δ — половина угла конуса пальцевой фрезы или пальца.

При определении рабочей высоты пальца в уравнении глубины канавки член e является постоянным и равным расстоянию от оси червяка до плоскости, в которой перемещается торец пальца.

В связи с тем, что рабочая высота пальца меняется, изменяются и все остальные параметры: радиусы зацепления и углы наклона канавки червяка. При этом в расчетные уравнения входит определяемая величина угла наклона канавки. Для упрощения расчета при определении рабочей высоты пальца и действительных радиусов зацепления с достаточной для практики точностью можно считать, что входящие в их уравнения углы наклона α_1 и α_2 боковых сторон профиля канавки равны среднему значению α_0 .

Расчет толщины витка червяка. В кривошипной передаче за каждый оборот червяка вал кривошипа поворачивается на угол β_1 . Поэтому каждому положению пальца при повороте кривошипа на угол β имеется предыдущее его положение, отстоящее от первого угла на угол β_1 . Этими двумя положениями пальца и определяется толщина витка. Схема положения пальцев справа и слева от середины червяка дана на рис. 5, б.

Буквами α_1 и α_2 обозначены винтовые линии витка червяка, описываемые на наружной его поверхности точками соприкосновения с пальцем.

Буквой O обозначена ось вала кривошипа и буквами O_1 и O_2 — положения пальца кривошипа, отстоящие одно от другого на угол β_1 при повороте червяка на угол 2λ .

Разделив дугу O_1O_2 пополам и соединив точки O_1 и O_2 с O_3 прямыми O_1O_3 и O_2O_3 , равными величине t , получим треугольники O_1OO_3 и O_2OO_3 с углами при вершине O , равными $\frac{\beta_1}{2}$, из которых имеем

$$t = 2R_0 \sin \frac{\beta_1}{4}.$$

С достаточной точностью можно считать, что толщина витка

$$\delta = (x + y) \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} - (r_1 + r_2).$$

Отрезки x и y находятся из треугольников O_1BO_3 и O_2AO_3 , образуемых проекциями прямых O_1O_3 и O_2O_3 на нормали к витку. Из них имеем

$$\begin{aligned} x_1 &= t \cos \lambda_1; \\ y_1 &= t \cos \theta_1; \\ x_2 &= t \cos \lambda_2; \\ y_2 &= t \cos \theta_2. \end{aligned}$$

Углы $\lambda_1, \lambda_2, \theta_1$ и θ_2 складываются из следующих углов:

$$\lambda_{1-2} = \beta \mp \alpha_2 \pm \frac{\beta_1}{4} \quad \text{и} \quad \theta_{1-2} = \beta \mp \alpha_1 \mp \frac{\beta_1}{4}.$$

Верхние знаки относятся к повороту направо, а нижние — к повороту налево при левом направлении нарезки.

Две схемы для определения этих углов изображены внизу справа и слева на рис. 6.

Подставляя в уравнение толщины витка значения отрезков x, y и углов $\lambda_1, \lambda_2, \theta_1$ и θ_2 , получим

$$\begin{aligned} \delta &= 2R_0 \sin \frac{\beta_1}{4} \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \left[\cos \left(\beta \mp \alpha_2 \pm \frac{\beta_1}{4} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \cos \left(\beta \mp \alpha_1 \mp \frac{\beta_1}{4} \right) \right] - (r_1 + r_2). \end{aligned}$$

Минимальное значение толщины витка δ получается при максимальных углах λ и θ , которые при повороте червяка налево при левом направлении нарезки получаются следующими:

$$\lambda_2 = \beta + \alpha_2 - \frac{\beta_1}{4};$$

$$\theta_2 = \beta + \alpha_1 + \frac{\beta_1}{4}.$$

Исходя из этого, а также и из приведенной на рис. 6, б схемы, можно сказать, что в общем случае минимальное значение толщины витка получается на том конце червяка, на котором направление наклона витка не совпадает с направлением радиуса кривошипа.

Так как диаметр пальца из конструктивных соображений и из соображений прочности не может быть сделан особенно малым, то получающаяся малая толщина витка ограничивает выполнение передачи с малым угловым шагом β_1 , а следовательно, и с большим передаточным отношением i_ω .

Это является основным недостатком конструкции рулевого механизма с кривошипной передачей. Большое же передаточное отношение вызывает необходимость увеличения габаритных размеров рулевого механизма.

Выполняя передаточное отношение значительно меньшим или уменьшающимся к концам червяка, толщина витка, как видно из установленного уравнения, при этом увеличивается, а не уменьшается.

Таким образом, рекомендуемый характер изменения передаточного отношения по рис. 1 позволяет выполнить передачу с наименьшими габаритными размерами.

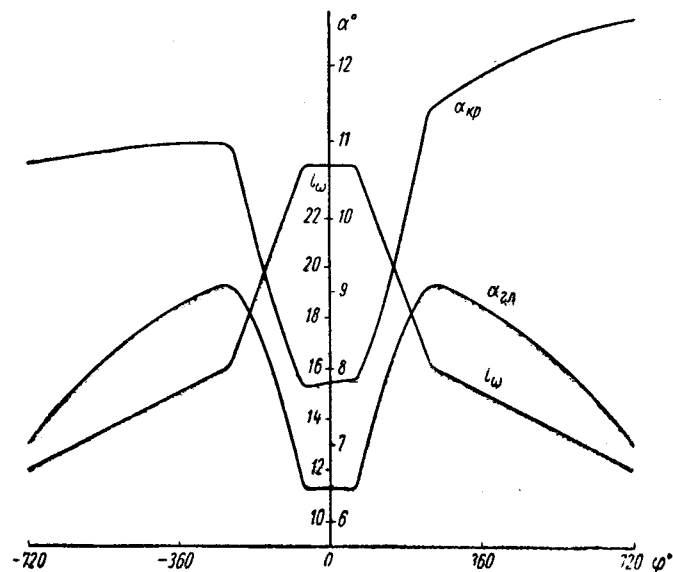


Рис. 7.

Для одинаковых размеров передачи при одном и том же законе изменения передаточного отношения на рис. 7 показаны кривые изменения угла наклона винтовой линии червяков двух конструкций рулевых механизмов с глобоидальной передачей $\alpha_{гп}$ и с кривошипной $\alpha_{кр}$. Здесь же приведена диаграмма изменения передаточного отношения i_ω обеих передач. Как видно, изменение угла наклона винтовой линии червяка глобоидальной передачи протекает несколько лучше, чем у червяка кривошипной. Если в глобоидальной передаче разность в углах наклона витка червяка вызывает скольжение рабочих поверхностей передаточной пары, то в кривошипной передаче разность в углах наклона витка червяка никакого влияния на скольжение рабочих поверхностей не оказывает.

Определение крутильных колебаний и параметров гасителей колебаний для новых двигателей

Канд. техн. наук Ю. А. КОГАН
НАМИ

В ЦЕЛЯХ выяснения потребности в гасителях крутильных колебаний для новых быстроходных двигателей и определения их параметров в НАМИ было предпринято торсиографирование V-образных восьмицилиндровых двигателей А, Б и В (табл. 1).

Таблица 1

Двигатель	Рабочий объем в л.	Ход поршня в мм	Диаметр цилиндра в мм	Мощность в л. с.	Число оборотов в минуту	Крутящий момент в кгм
А — карбюраторный для легковых автомобилей высокого класса	6	95	100	200	4200	45
Б — карбюраторный для грузовых автомобилей	6,96	95	108	180	3200	48
В — с воспламенением от сжатия для тяжелых грузовых автомобилей	14,85	140	130	240	2100	90

Комплект аппаратуры для торсиографирования состоит из датчика крутильных колебаний, усилителя с интегрирующим и дифференцирующим контурами, катодного и шлейфового осциллографов и приборов питания. Ротор 1 датчика индукционного типа, жестко соединенный с коленчатым валом двигателя, несет обмотку 2 (рис. 1). Алюминиевый корпус 3, постоянный кольцевой магнит 4 и диск 5 из немагнитной стали, к

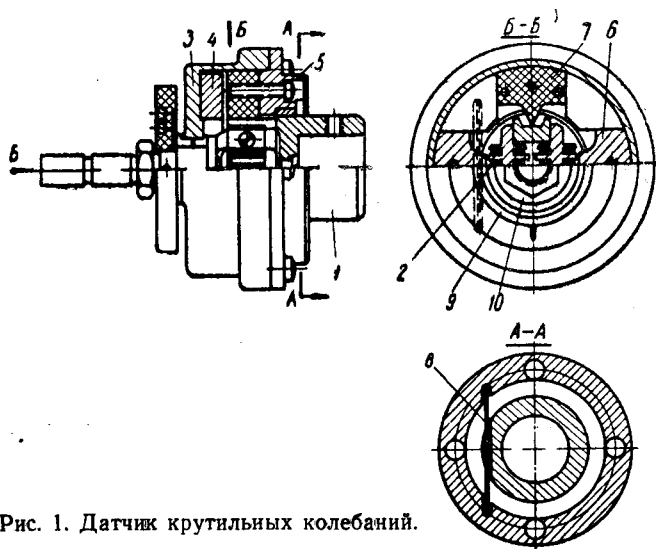


Рис. 1. Датчик крутильных колебаний.

которому прикрепляются полюса магнита 6 и ограничители 7, образуют сейсмическую массу. Эта масса соединена с ротором пластинчатой пружиной 8. При возникновении на переходных режимах колебаний сейсмической массы ограничители хода лимитируют их в пределах $\pm 5^\circ$, а трение пружины о вал ротора способствует их быстрому гашению.

Э. д. с. индуктированная в обмотках датчика снимается щетками с коллекторных колец 9 и 10. Кольцо 10 снабжено радиальным уснком, замыкающим на массу один раз за оборот цепи, питаемую отдельным элементом. В этот момент к регистрирующей аппаратуре подается электрический импульс, используемый для отметки оборотов. Снятая с датчика э. д. с., пропорциональная скорости колебаний, подается на инте-

рирующую цепь усилителя, с выхода которого снимается сигнал, пропорциональный угловым перемещениям переднего конца коленчатого вала.

Тарировка аппаратуры в сборе производилась с помощью специального устройства (рис. 2). Эксцентрик 1, насаженный на вал электродвигателя 2 с регулируемым оборотами через

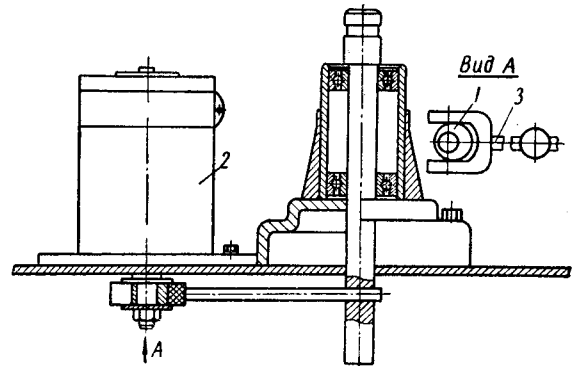


Рис. 2. Тарировочное устройство.

вилку и поводок 3, приводит в колебательное движение ротор датчика.

Индуктируемая при этом э. д. с. подается на усилитель и после интегрирования записывается осциллографом.

Масштаб торсиограммы M определяется из соотношения

$$M = \frac{\varphi}{a} \text{ град/мм,}$$

где

$$\varphi = \arctg \frac{e}{l};$$

e — эксцентricитет эксцентрика;

l — длина поводка;

a — амплитуда торсиограммы.

Для определения зависимости масштаба от частоты и амплитуды колебаний изменялись обороты электродвигателя тарировочного устройства и устанавливались эксцентрики с различной величиной e .

Двигатель А торсиографировался в сборе с гидротрансформатором, механическая понижающая передача гидромеханической коробки была заблокирована. В целях исключения трудностей, связанных с испытаниями двигателя, работающего при полностью открытой дроссельной заслонке, торсиографирование двигателя А осуществлялось при нагрузке 60% от полной и двигателя В — при нагрузке 70%. Двигатель В торсиографировался при полной подаче топлива.

В процессе испытаний с помощью катодного осциллографа проводилось наблюдение за развитием крутильных колебаний. Резонансные зоны оборотов фиксировались, что позволило в дальнейшем при записи сосредоточить внимание на этих зонах. Затем катодный осциллограф заменялся шлейфовым и записывались колебания. В результате обработки торсиограмм построены резонансные кривые (рис. 3, 4 и 5). По оси абсцисс отложены обороты двигателя, по оси ординат — двойные амплитуды крутильных колебаний, пересчитанные на полную нагрузку. Пересчет осуществлялся по результатам торсиографирования, проведенного при полностью открытой дроссельной заслонке на резонансных оборотах. Торсиографирование подтвердило существование пропорциональности между нагрузкой на двигатель и амплитудой колебаний. Цифры над кривыми соответствуют порядкам резонирующих гармоник.

На резонансной кривой двигателя Б (рис. 3) виден слабый резонанс гармоники 8-го порядка (главной) гармонической составляющей колебаний при $n=2000$ об/мин. Собственная ча-

стога колебаний коленчатого вала равна 16 000 в минуту. При номинальных оборотах ($n=3200$ об/мин) и полной нагрузке двойная амплитуда угловых колебаний 2α равна $0,2^\circ$.

У двигателя В (рис. 4) гармоника 8-го порядка резонирует при $n=1670$ об/мин. Двойная амплитуда колебаний 2α переднего конца вала приближается к $0,1^\circ$. Наблюдается слабый резонанс гармоник 7-го и $6\frac{1}{2}$ -порядков. Собст-

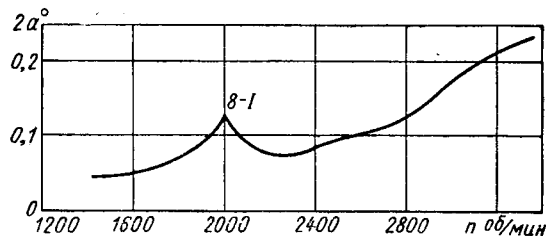


Рис. 3. Резонансная кривая крутильных колебаний коленчатого вала двигателя Б.

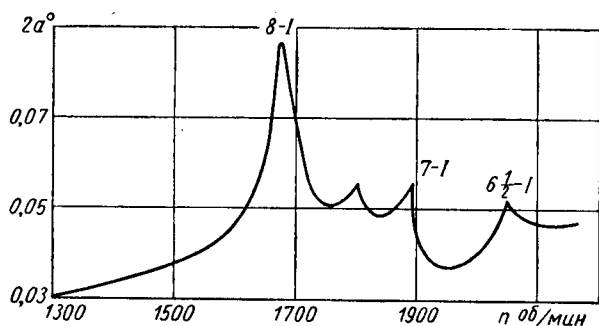


Рис. 4. Резонансная кривая крутильных колебаний коленчатого вала двигателя В.

венная частота колебаний коленчатого вала составляет 13 300 в минуту. Резонансная кривая двигателя А без гасителя колебаний показана на рис. 5 пунктирной линией. Максимальная амплитуда в резонансе гармоники 4-го порядка при $n=4250$ об/мин равна $0,65^\circ$. Наблюдается слабый резонанс гар-

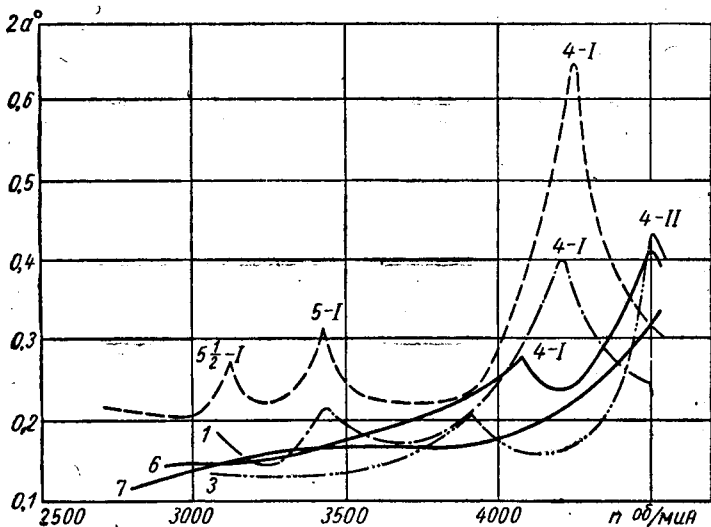


Рис. 5. Резонансные кривые крутильных колебаний двигателя А.

моник 5-го и $5\frac{1}{2}$ -го порядка. На рис. 6,а приведены эквивалентные системы коленчатых валов двигателей Б и А. Цифры 1/5, 2/6, 3/7 и 4/8 обозначены цилиндры, к которым относятся соответствующие массы, цифрой 9 — масса маховика или ведущих элементов гидротрансформатора. На этом же рисунке указаны жесткости c отдельных участков системы, приведенные длины l , моменты инерции приведенных масс J .

Цифры в числителе относятся к двигателю А, в знаменателе — к двигателю Б. Эквивалентные системы уточнены путем сравнения собственных частот вала, определенных торсиографированием и полученных расчетом. Расчет производился по методу остатка, основанному на равенстве нулю суммы моментов, сил упругости и сил инерции колеблющихся масс системы при свободных колебаниях. Определение собственных колебаний эквивалентной системы двигателей А и Б по методу

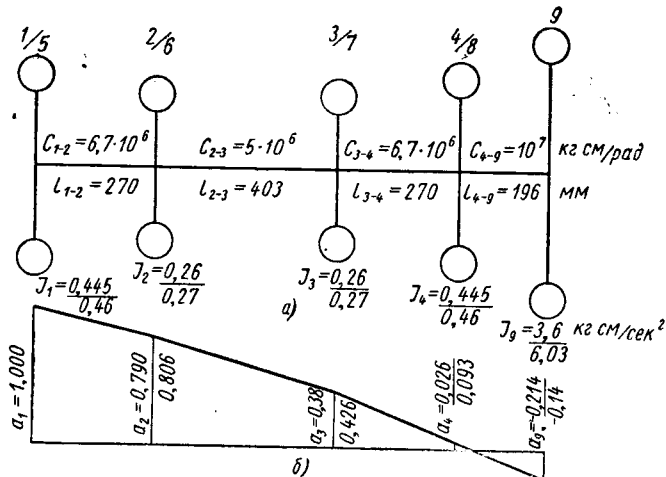


Рис. 6. Эквивалентная система (а) и одноузловая форма колебаний (б) двигателей А (цифры в числителе) и Б (цифры в знаменателе).

остатка приводится в табл. 2 (для двигателя Б $\omega=16\ 000$ кол/мин= 1670 1/сек.; $\omega^2=2,8 \cdot 10^6$ 1/сек.); для двигателя А $\omega=17\ 000$ кол/мин= 1780 1/сек.; $\omega^2=3,18 \cdot 10^6$ 1/сек.).

Таблица 2

Участок между цилиндрами	Момент сил упругости $M \cdot 10^{-6}$ ($-I\omega^2 a \cdot 10^{-6}$) двигателей		Данные эквивалентной системы — $-I\omega^2 \cdot 10^6$ (10°/С) двигателей		Амплитуда колебаний a ; ($\frac{M}{C}$) для двигателей		№ МАСШ
	Б	А	Б	А	Б	А	
—	(-1,29)	(-1,4)	-1,29	-1,4	1	1	1/5
1/5—2/6	-1,29	-1,4	(0,15)	-0,83	(-0,194)	(-0,210)	2/6
2/6—3/7	(-0,61)	(0,655)	-0,755	(0,2)	0,806	0,79	—
—	-1,9	-2,05	(0,2)	-0,83	(-0,380)	(-0,41)	3/7
3/7—4/8	(-0,322)	(-0,316)	-0,755	(0,15)	0,426	0,38	—
—	-2,22	-2,37	(0,15)	-1,4	(-0,333)	(-0,354)	4/8
4/8—9	(-0,12)	(-0,036)	-1,29	(0,1)	0,093	0,026	—
—	-2,34	-2,406	(0,1)	-11,3	(-0,234)	(-0,241)	9
—	(+2,36)	(+2,42)	-16,9		-0,141	-0,214	

Примечание. Остаток определялся следующим образом: для двигателя Б $R=2,36-2,34=0,020$; для двигателя А $R=2,42-2,406=0,014$.

По данным табл. 2 на рис. 6, б построены одноузловые формы колебаний коленчатого вала (двухузловые формы колебаний при испытаниях без гасителей не проявлялись).

На рис. 7, а приведена эквивалентная система коленчатого вала двигателя В, а на рис. 7, б — соответствующая одноузловая форма колебаний. В табл. 3 даны суммарные значения относительных амплитуд, полученные в результате построения векторных диаграмм гармонического момента и относительных амплитуд.

Из табл. 3 видно, что наряду с главными гармониками (4-го и 8-го порядков) значительными являются также гармоники 3—7-го, 1—5-го, $5\frac{1}{2}$ -го и $6\frac{1}{2}$ -го порядков. Это подтверждается и результатами эксперимента (рис. 4 и 5).

Кривая формы колебаний коленчатого вала двигателя Б имеет наибольший наклон на участке между цилиндрами 4/8—9. Угол закрутки коленчатого вала составляет в данном случае $0,025^\circ$. Дополнительное знакопеременное касательное напряжение на поверхности шатунной шейки не превышает 75 кг/см². Такое незначительное напряжение не может снижать

прочности коленчатого вала, поэтому по условиям прочности нет необходимости устанавливать на двигатель гаситель крутильных колебаний.

У коленчатого вала двигателя В угол закрутки на участке между цилиндрами 4/8—9 небольшой (0,01°). Максимальное

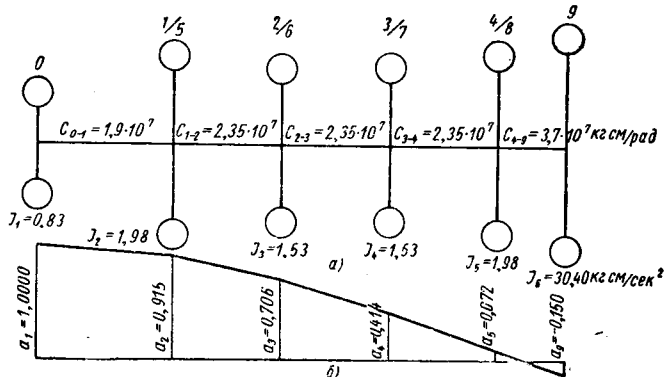


Рис. 7. Эквивалентная система (а) и одноузловая форма колебаний (б) двигателя В.

знакопеременное дополнительное напряжение с учетом возможного возрастания амплитуды по мере приработки двигателя составляет 70 кг/см²; постановки гасителя крутильных колебаний двигатель не требует.

Таблица 3

Двигатель	Относительные амплитуды колебаний при следующем порядке гармоник							
	1,5	2,6	3,7	4,8	1/2, 4-1/2	1 1/2, 5 1/2	2 1/2, 6 1/2	3 1/2, 7 1/2
Б	1,40	0	1,40	4,64	0,62	1,28	1,32	0,64
А	1,52	0	1,52	4,39	0,60	1,56	1,40	0,62
В	1,39	0	1,39	4,60	0,44	1,18	1,26	0,52

Форма колебаний двигателя А имеет максимальный наклон на участке между цилиндрами 3/7—4/8. Угол закрутки на этом участке составляет 0,11°, дополнительное напряжение 230 кг/см². Такое напряжение не может вызвать усталостное разрушение вала, если нет дефектов в обработке шеек и галтелей. Однако колебания достаточны для того, чтобы вызвать повышенный износ деталей привода газораспределения, а также шум и вибрации двигателя, что недопустимо для автомобиля высшего класса. Возможно возрастание интенсивности колебаний по мере износа двигателя вследствие уменьшения гашения колебаний. Поэтому было решено подобрать для двигателя А резиновый гаситель.

Опытные гасители изготавливались из резины на основе натурального каучука, наполненных газовой и ламповой сажей. Краткая характеристика механических свойств резин приведена в табл. 4.

С целью сравнения динамических свойств опытных гасителей определяли их собственные частоты. Для этого на подвижной массе гасителя монтировался датчик и возбуждались ее колебания, которые записывались осциллографом. Для обработки отбирались осциллограммы, имеющие равные начальные амплитуды. Из осциллограмм находилась частота собственных

Таблица 4

Резина	Предел прочности в кг/см ²	Относительное удлинение при разрыве в %	Остаточное удлинение после разрыва в %	Твердость по Шору	Прочность крепления к металлу в кг/см ²	Число циклов при многократном сжатии на 50%
1	160	550—650	20—30	40—45	30—40	400 000
2	160—200	500—600	12—20	55—60	40—60	400 000
3	160—200	500—600	12—20	60—65	40—60	400 000

колебаний и логарифмический декремент затухания, оказавшийся равным для всех гасителей 0,50—0,55. Характеристики гасителей приведены в табл. 5.

Таблица 5

№ гасителя колебаний	Резина	Минимальная толщина слоя резины в мм	Момент инерции подвижной массы в кг·см·сек ²	Собственная частота гасителя колебаний в кол/мин	Отношение собственных частот гасителя колебаний и коленчатого вала $\frac{\omega_2}{\omega_6} = \gamma$
1	1	5	0,20	7 000	0,41
2	1	8	0,20	6 000	0,35
3	3	5	0,20	12 500	0,74
4	3	5	0,24	11 500	0,67
5	3	5	0,28	10 000	0,59
6	3	8	0,20	10 000	0,59
7	2	5	0,20	12 000	0,7
8	2	5	0,24	10 500	0,62
9	2	5	0,28	9 500	0,56

Знание характеристик дало возможность заранее судить о свойствах нескольких схожих по собственным частотам гасителей по результатам испытаний на двигателе одного из них, что позволило сократить объем работы по торснографированию.

Испытания показали (рис. 5), что гаситель колебаний № 1, обладающий низкой собственной частотой ($\gamma=0,41$), не нарушает колебаний коленчатого вала. По этой причине гасители колебаний № 1 и 2 ($\gamma=0,35$) были отбракованы.

Гаситель колебаний № 3 снижает амплитуды резонансных колебаний одноузловой формы (с гармоникой 4-го порядка) в 3 раза и смещает их в зону 3900 об/мин. Появляется резонанс гармоники 4-го порядка по двухузловой форме в зоне 4500 об/мин с амплитудой колебаний 0,45°.

Аналогичный результат дает гаситель колебаний № 6. Гасители колебаний № 4, 5, 7 и 8 устраняют резонансные колебания одноузловой формы; амплитуды колебаний двухузловой формы (в резонансе гармоники 4-го порядка) находятся в пределах от 0,32° (гаситель колебаний № 7) до 0,45° (гаситель колебаний № 5). Наилучший результат получен при испытаниях двигателя с гасителем колебаний № 7. Резонансные колебания сместились в зону 4500 об/мин, т. е. вышли за пределы рабочих оборотов двигателя. Амплитуда колебаний при $n=4200$ об/мин не превышает 0,2°, а при $n=4500$ об/мин — 0,32°. При этом дополнительные максимальные знакопеременные напряжения не превышают соответственно 80 и 130 кг/см², что следует считать вполне удовлетворительным.

Изложенные результаты испытаний позволили рекомендовать для двигателя А гаситель колебаний с резиной № 2, у которой минимальная толщина слоя равного сопротивления 5 мм.

Момент инерции подвижной массы гасителя составляет 0,20 кг·см·сек², собственная частота — 12 000 кол/мин.

Автоматические регуляторы температуры охлаждающей воды двигателя

А. Х. ЭЛИАВА

НАМИ

ПРИ ИСПЫТАНИЯХ и исследованиях автомобильных двигателей важным условием является поддержание температуры охлаждающей воды на определенном, соответствующем заданным условиям, уровне. Однако регулирование температуры охлаждающей жидкости (воды) при этом до настоящего времени в большинстве случаев производится вручную. Автоматизация регулирования температуры охлаждающей жидкости, а в дальнейшем и масла, позволит ускорить

контакт термометра 1 размыкается, под действием пружины 16 размыкается контакт 12, выключается реле 11, размыкается силовая цепь, выключается соленоид 2, в результате чего прекращается доступ холодной воды в смесительный бак.

Во избежание подгорания контактов параллельно реле включены конденсаторы 17 и 18, которые гасят экстратоки.

Для заполнения водой системы охлаждения двигателя или для экстренного понижения температуры охлаждающей воды силовая цепь шунтируется с помощью кнопки 19, расположенной на пульте управления.

Чтобы исключить влияние колебаний давления в водопроводной сети, в системе регулирования температуры воды имеется уравнительный бачок 14, в котором постоянный уровень воды поддерживается запорным клапаном 20 с поплавком 21.

При наличии гидротормозов можно использовать их уравнительные водяные баки.

Для поддержания постоянного уровня в бачках 14 и 9 служат сливные трубы 15 и 22, по которым лишняя вода отводится в канализацию.

Чтобы контролировать работу клапана 2, управляемого соленоидом, на шпите приборов 7 установлена

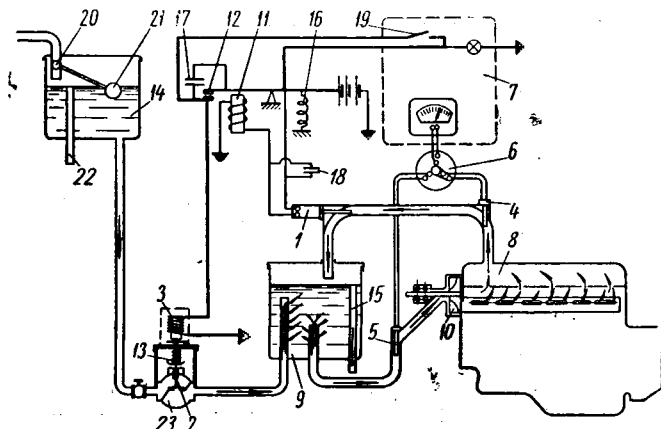


Рис. 1.

проведение испытаний, повысить их точность и сократить количество лиц, занятых обслуживанием испытательной установки.

Вместе с тем при различных испытаниях двигателя требования к регулированию температуры охлаждающей жидкости различны. При типовых стендовых испытаниях двигателей температуру следует поддерживать на определенном уровне (обычно 80°) с точностью $\pm 2^\circ$; в случае проведения научно-исследовательских работ может потребоваться изменение температуры охлаждающей воды в широких пределах с повышенной точностью измерений, например $\pm 1^\circ$. Соответственно конструкции автоматических регуляторов температуры охлаждающей жидкости должны быть различными.

На рис. 1 показана принципиальная схема электрического терморегулятора, позволяющего поддерживать постоянной температуру охлаждающей воды двигателя в широком диапазоне заданных температур. Схема была разработана и изготовлена сотрудниками ВНИИ НП и НАМИ при выполнении в 1956 г. совместной работы в лабораториях ВНИИ НП.

Нужная температура воды в системе охлаждения двигателя в данном устройстве задается контактным термометром 1, установленным на выходящем патрубке, а количество холодной воды, добавляемой в систему охлаждения двигателя, регулируется клапаном 2, который управляется электромагнитом 3.

Для контроля температуры входящей и выходящей воды установлены термометры сопротивления 4 и 5, что позволяет отсчитывать их показания на расстоянии. Гальванометр вместе с переключателем 6 и распределительным щитом 7 может быть помещен в любом наиболее удобном месте.

Горячая вода из рубашки 8 двигателя поступает в смесительный бак 9, откуда с помощью водяного насоса 10 возвращается в водяную рубашку двигателя. Когда температура воды, выходящей из водяной рубашки двигателя, превысит величину, установленную на контактном термометре, последний замыкает цепь тока, реле 11 срабатывает, контакт 12 замыкается. Вследствие этого срабатывает соленоид 3, который, преодолев сопротивление запорной пружины 13, открывает клапан 2, и холодная вода из уравнительного бачка 14 поступает в водосмесительный бачок 9, где разбавляется подаваемая в двигатель горячая вода. При этом излишняя вода из смесительного бачка сливается в канализацию через водо-сливную трубу 15. При понижении температуры воды, выходящей из рубашки двигателя, ниже установленной величины,

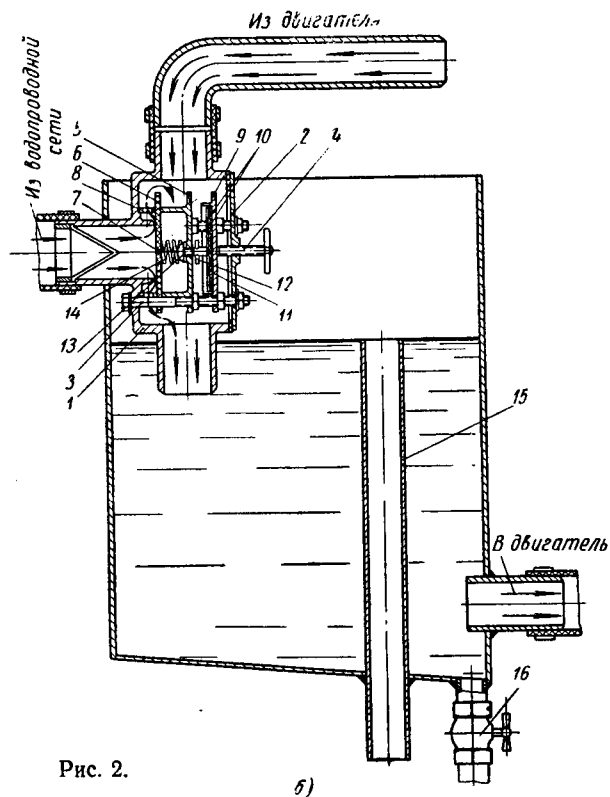
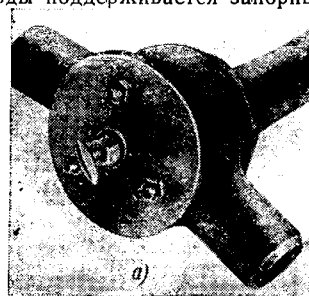


Рис. 2.

сигнальная электролампочка, включенная в цепь соленоида.

Регулятор в основном состоит из деталей, выпускаемых отечественной промышленностью. Для изготовления регулирующего клапана 2 может быть использован обычный водопроводный вентиль 23 диаметром 1—1,5", при этом диаметр отверстия седла должен быть уменьшен до 10—12 мм, а металлический клапан заменен резино-металлическим, так как резина

обеспечивает более мягкую работу и более плотное прилегание клапана.

В качестве реле может быть использовано реле телефонного типа (РПМ, РПИ или МРЦ) с заменой в нем контактов на более стойкие; конденсаторы можно взять от системы зажигания двигателя; контактный ртутный термометр стандартный типа МКМП со шкалой 0—100°. В качестве соленоида можно использовать тяговое реле автомобильного электростартера.

Описанный автоматический электрический регулятор температуры охлаждающей воды двигателя работает удовлетворительно, позволяя в широких пределах менять температуру воды в системе охлаждения двигателя. Кроме того, он обеспечивает при всех режимах работы двигателя точность регулирования температуры воды на заданном уровне в пределах $\pm 1,5^\circ$. К недостаткам регулятора относится сложность конструкции и обслуживания.

На рис. 2 показан общий вид опытного образца (а) и конструктивная схема (б) разработанного в НАМИ автоматического регулятора температуры охлаждающей воды двигателя, основанного на использовании свойств жидкости, кипящей при низкой температуре, которая заключена в замкнутом сосуде — термостатическом элементе.

Указанный прибор обеспечивает постоянство температуры охлаждающей воды в системе охлаждения двигателя на определенном уровне, причем на его работу не оказывают влияния колебания давления в водопроводной сети; для работы прибора уравнивательный бак не требуется.

Регулятор заключен в корпус 1, закрытый крышкой 2; для крепления служат три монтажных болта 3. В крышку ввернут винт 4, предназначенный для ручного управления регулятором и заполнения водой системы охлаждения перед пуском двигателя. Внутри размещается корпус (стакан) сервокамеры 5, перекрытый резиновой диафрагмой 6 с калиброванным отверстием 7 в центре. Диафрагма зажата между корпусом (стаканом) сервокамеры 5 и решеткой 8 с помощью трех монтажных болтов 3 и гаек. Конец трубы, соединенный с водопроводной сетью, упирается в диафрагму. Внутри корпуса 1 регулятора размещается также чашка 9 с термостатическими элементами 10 и рабочей пластиной 11. Чашка термоэлемента свободно перемещается по трем соединительным болтам 3; правое положение чашки фиксируется тремя гайками, а перемещение влево ограничивается положением штифта 12 на клапане 13. Конец клапана 13 упирается в рабочую пластину 11, а головка — в пружину 14. Эта пружина удерживает кла-

пан 13 в закрытом состоянии при всех температурах воды, выходящей из системы охлаждения двигателя, ниже установленной величины, определяемой характеристикой залитой в термостатические элементы жидкости, кипящей при низкой температуре, за исключением случаев ручного управления открытием клапана 13 с помощью винта 4. Когда клапан 13 закрыт, во внутренней полости сервокамеры благодаря наличию отверстия 7 в диафрагме 6 устанавливается такое давление воды, какое имеется в водопроводной сети. При этом ввиду того, что площадь диафрагмы 6 несколько больше площади упирающегося в него торца водопроводной трубы, возникающим усилием диафрагма прижимается к указанной трубе, закрывая ее и препятствуя поступлению воды из водопроводной сети в смесительную камеру. Когда температура воды, выходящей из двигателя и омывающей термостатические элементы 10, достигает заданной величины, определяемой характеристической жидкости в термостатических элементах 10, последние, преодолев сопротивление пружины 14, вместе с рабочей пластиной 11 поднимают клапан 13 и откроют отверстие на дне корпуса сервокамеры. Благодаря тому, что сечение этого отверстия значительно больше, чем сечение калиброванного отверстия 7, давление в полости сервокамеры понижается, резиновая диафрагма 6 прогибается и освобождает проход для воды из водопроводной сети в систему охлаждения двигателя. Лишняя вода из смесительной чашки выливается через сливную трубу 15.

При понижении температуры охлаждающей воды понижается давление в омываемых ею термостатических элементах 10, под действием пружины 14 клапаном 13 закрывается отверстие в дне корпуса сервокамеры. Вследствие этого повышается давление в его полости, диафрагма перекрывает водопроводную трубу, и поступление холодной воды в систему охлаждения прекращается. Край 16 служит для слива воды из системы охлаждения.

Опытный образец автоматического регулятора температуры воды был изготовлен т. Шехелем в 1960 г. и применен в НАМИ при стендовых испытаниях двигателя, теперь он работает исправно свыше 6 мес., обеспечивая постоянство температуры охлаждающей воды с точностью до $\pm 2^\circ$ при всех режимах работы двигателя.

Габаритные размеры прибора с учетом соединительных патрубков составляют примерно 160×110×170 мм.

Прибор найдет применение при стандартных стендовых испытаниях двигателей.

Автоматический терморегулятор

Канд. техн. наук В. И. БЕЛЬСКИХ

Всесоюзный научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства

ПРИ ИСПЫТАНИЯХ двигателей внутреннего сгорания необходимо некоторые параметры работы двигателя поддерживать постоянными. Одним из таких параметров является температура охлаждающей жидкости, выходящей из рубашки двигателя.

Существует несколько типов устройств для автоматического поддержания необходимой температуры охлаждающей жидкости, которыми снабжаются установки для испытания двигателей.

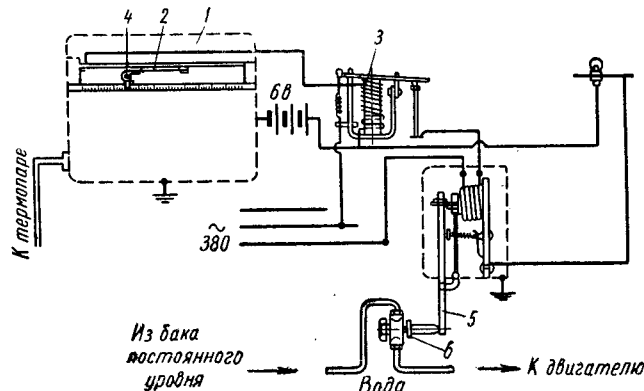
Описываемый автоматический электронный терморегулятор в отличие от более сложных регуляторов непрерывного действия имеет исполнителный механизм мгновенного действия, благодаря чему своевременно прекращается подача к испытываемому двигателю жидкости от холодного источника. На рисунке показана схема предлагаемого автоматического терморегулятора. Терморегулятор состоит из следующих основных узлов: термопары, смонтированной в верхней водяной трубке испытываемого двигателя; электронного потенциометра с датчиком, включенным в первичную цепь регулятора; реле; электромагнитного устройства с обмоткой, включенной во вторичную цепь регулятора; коромысла; запорного клапана.

Датчик, расположенный на щитке потенциометра 1, имеет подвижную рамку 2, которая устанавливается в положение, соответствующее заданной температуре охлаждающей жидкости. Рамка изолирована от массы и подключена к катушке реле 3.

* Точность может быть выдержана в пределах $\pm 1^\circ$ при применении вместо контактного термометра гальванометра или потенциометра соответствующего класса.

На каретке шкалы потенциометра установлен контакт 4, служащий для замыкания первичной цепи в нужный момент.

В измерительную цепь потенциометра подключена термопара. Вторичная цепь терморегулятора включает электромагнитное устройство с коромыслом 5, воздействующим на запорный клапан 6, через который подается холодная вода к двигателю.



Работа автоматического терморегулятора осуществляется следующим образом. В момент пуска двигателя каретка потенциометра находится слева от рамки датчика. По мере прогрева

двигателя каретка перемещается вправо до достижения заданного теплового режима, при котором замыкается первичная цепь. В результате этого срабатывает реле 3, замыкается первичная цепь электромагнита и с помощью коромысла 5 открывается запорный клапан 6. Холодная вода поступает в радиатор двигателя до тех пор, пока не снизится температура охлаждающей воды и не разомкнутся контакты датчика и каретки.

В качестве измерительного органа описанного терморегулятора можно использовать любой потенциометр, желательно с автоматической компенсацией температуры холодного спая термопары. При отсутствии потенциометра для указанной цели можно также применить гальванометр. При этом холодный спай термопары следует помещать в термостат с тающим льдом.

В данном случае использован электронный автоматический потенциометр ЭПП-09 с хромель-копелевой термопарой. Элек-

тромагнитное устройство изготовлено из магнитного пускателя типа ПМ-7214. В качестве запорного клапана применялся край ОК (типа «пистолет»). Источником питания первичной цепи служила аккумуляторная батарея 6 в, а вторичной — сеть напряжением 380 в.

Вследствие чрезмерно большой тепловой инерции системы охлаждения двигателя и высокой степени чувствительности исполнительного органа описанное устройство обеспечивает высокую точность терморегулирования. Заданная температура охлаждающей воды двигателя поддерживается точно в соответствии с градуировкой шкалы потенциометра.

В случае применения электронного потенциометра класса 0,5 предельная абсолютная погрешность терморегулирования не превышает $\pm 1^\circ$. Предельная относительная погрешность при изменении температуры охлаждающей воды от 95 до 35° колеблется в пределах $\pm 1,0 \div 2,9\%$.

Особенности расчета вертикального и поперечного выравнивания автомобилей с пневматическими подвесками

Р. А. АКОПЯН

Львовский автобусный завод

ВОЗМОЖНОСТЬ использования одного и того же регулирующего устройства для вертикального и поперечного выравнивания автомобиля представляет большой интерес, однако вызывает некоторые трудности — вертикальное выравнивание должно происходить с определенным замедлением, а поперечное — практически мгновенно.

Для регуляторов без гидравлического замедлителя компромиссное решение этих вопросов можно свести к определению оптимальных диаметров дроссельных отверстий, обуславливающих в процессе перемещения подпрессоренных масс из-за смены количества сжатого воздуха, изменение жесткости упругих пневматических элементов.

Для получения расчетных зависимостей принимаем следующие исходные уравнения:

$$pV = GRT_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}; \quad (1)$$

$$dG = u\varphi dt = \sigma_A \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\nu}{m}} \sqrt{2gN \frac{(p_0-p)p}{RT}} \varphi dt, \quad (2)$$

где p, T, V — соответственно текущие значения абсолютных давления, температуры и объема;

G — количество воздуха в кг;

p_1, T_1 — начальное абсолютное давление и абсолютная температура;

γ — коэффициент адиабаты;

R — газовая постоянная;

dG — элементарно малое количество воздуха в процессе истечения;

u — весовая скорость (отношение секундного расхода газа к поперечному сечению отверстия) в кг/сек·м²;

$N \approx 1$ — коэффициент;

φ — площадь сопла в м² (живое сечение);

dt — время истечения в сек.;

g — 9,81 м/сек² — ускорение;

σ_A — коэффициент для круглой формы сопла 0,65;

m — средний показатель политропы истечения;

$\nu = 0,75 \div 1,0$ — показатель истечения (предельные значения относятся к стабильным термодинамическим величинам);

p_0 — давление среды, откуда происходит истечение.

Степень открытия отверстий принималась как функция перемещения поршня регулятора

$$\varphi_1 = \varphi_{0вп} + a_1(h - h_0); \quad (3)$$

$$\varphi_2 = \varphi_{0вып} + a_2(h_0 - h_1), \quad (4)$$

где φ_1, φ_2 — текущие значения живых сечений соответственно впускного и выпускного отверстий регулятора;

$\varphi_{0вп}, \varphi_{0вып}$ — живые сечения соответственно впускного и выпускного отверстий регулятора в начальный момент работы регулятора;

a_1, a_2 — коэффициенты;

h_0 — нейтральное положение поршня регулятора, соответствующее определенной высоте упругого элемента под статической нагрузкой;

h, h_1 — текущие положения поршня регулятора, являющиеся функциями перемещения X подпрессоренной массы.

Учитывая, что при переменных количествах воздуха в упругих пневматических элементах процесс в данный период времени исследуется [1] в координатах $p - \frac{V}{G}$ (при постоянстве количества воздуха исследования термодинамических процессов

в координатах $p - \frac{V}{G}$; $p - v$ приводят к одинаковым результатам), получим после соответствующих преобразований следующие значения:

1) для сжатия

$$dp_{вп} = \frac{\gamma pu \varphi_1 dt}{G} + \frac{\gamma p dV}{V}; \quad (5)$$

2) для отбоя¹

$$dp_{вып} = \frac{\gamma pu \varphi_2 dt}{G'} - \frac{\gamma p' dV}{V}. \quad (6)$$

Для решения уравнений (5) и (6) необходимо знать функциональную зависимость между перемещением и временем подпрессоренной массы автомобиля.

В теоретических и экспериментальных исследованиях зависимость перемещения от времени принималась синусоидальной

$$\frac{dx}{dt} = A \sin \omega t = \varphi(p), \quad (7)$$

где A — амплитуда колебаний.

Жесткость баллона характеризуется производной от восстанавливающей силы P , равной произведению избыточного давления $(p-1)$ на эффективную площадь S

$$c = \frac{dP}{dx} = (p-1) \frac{dS}{dx} + S \frac{dp}{dx}. \quad (8)$$

¹ Применение величины для процесса отбоя здесь и в дальнейшем обозначены штрихом.

Подставляя значения равенств (5)—(7) в формулу (8) и допуская, что нагрузка действует непосредственно на упругий элемент, а сопротивление в шарнирах направляющего устройства отсутствует, после соответствующих преобразований получим выражение для определения жесткости пневматической подвески:

1) для сжатия

$$c_{сж} = (p - 1) \frac{dS}{dx} + \frac{S \gamma p \sigma_A \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma}{m}} \sqrt{2gN \frac{(p_0 - p)p}{RT} [\varphi_{0вн} + a_1(h - h_0)]}}{G\varphi(p)} + \frac{S \gamma p dV}{V dx}; \quad (9)$$

2) для отбоя

$$c_{отб} = (p' - 1) \frac{dS}{dx} + \frac{S' \gamma p' \sigma_A \left(\frac{p'}{p'_0}\right)^{\frac{\gamma}{m}} \sqrt{2gN \frac{(p'_0 - p')p'}{RT} [\varphi_{0вын} + a_2(h_0 - h_1)]}}{G\varphi(p)} - \frac{S' \gamma p' dV}{V dx}. \quad (10)$$

По выведенным формулам можно определить жесткости (зная законы изменения эффективной площади, истечения, объема) всех упругих пневматических элементов.

При нахождении жесткости упругих элементов, характеризующихся постоянством эффективной площади (поршневые), первый член уравнений (9) и (10) выпадает.

В пневматических подвесках, снабженных регуляторами с замедлителем, выражение при определении жесткости упрощается из-за выпадения второго члена уравнения.

В этом случае текущее давление может быть выражено

$$p = p_1 \left(\frac{V_1 + V_p}{V + V_p}\right)^\gamma = \frac{G_1 RT}{V + V_p} \left(\frac{V_1 + V_p}{V + V_p}\right)^\gamma, \quad (11)$$

где G_1 — постоянное количество сжатого воздуха в кг; V_p — объем резервуара.

С помощью уравнений (9) и (10) можно исследовать вертикальное и поперечное выравнивание и колебания поддрессоренных масс на пневматическом упругом элементе.

В последнем случае уравнение колебательной системы имеет следующий вид:

$$\ddot{x} + \frac{c}{M} f\left(x, \frac{dx}{dt}\right) = 0, \quad (12)$$

где M — поддрессоренная масса.

Результаты решения дифференциального уравнения (12) приведены в работе [2].

Исследования показали, что для автобуса ПАЗ 695Г с резервуарами объемом 14 л регуляторы, имеющие диаметры дроссельного отверстия свыше 0,8 мм, обеспечивают статическое выравнивание одновременно с посадкой пассажиров. Было определено, что время статического выравнивания составляет 7—25 сек., причем верхний предел ограничен временем посадки и высадки пассажиров, а нижний предел — резонансными явлениями.

Увеличение резервуаров связано при сохранении времени выравнивания с увеличением диаметров дроссельных отверстий регулятора, а следовательно, с большим расходом воздуха.

Выбор величины диаметров дроссельных отверстий регулятора связан только с вопросом ограничения расхода воздуха из системы подвески и статического выравнивания. Определение отношений площадей этих отверстий связано как с расходом воздуха, так и с поддержанием среднеравновесного положения поддрессоренных масс (динамическое выравнивание) в процессе колебаний. Для регуляторов без гидравлического замедлителя решение этих вопросов сводится к определению оптимальных отношений площадей дроссельных отверстий регулятора.

Для поддержания среднеравновесного положения поддрессоренной массы рекомендуется подбирать постоянным отношение диаметров впускного и выпускного отверстий из равенства расхода воздуха за период колебания.

Тогда, учитывая уравнения (9) и (10), после соответствующих преобразований, получим

$$\frac{r_{вн}^2}{r_{вын}^2} = \frac{\int_0^{\frac{\tau}{2}} u dt}{\int_0^{\frac{\tau}{2}} u' dt},$$

где τ — период колебаний.

Графически (рис. 1) интегрированием уравнения (12) определены изменения отношений площадей отверстий от величины поддрессоренных масс для двойного баллона 300×200, (а)

250×200 (б). Отношение $\frac{r_{вн}^2}{r_{вын}^2}$ уменьшается вследствие увеличения поддрессоренных масс и не зависит от объема резервуаров.

Поскольку в регуляторах отношение $\frac{r_{вн}^2}{r_{вын}^2}$ постоянно и не

меняется с нагрузкой, в подвеске создаются предпосылки для изменения «нейтрали» (среднеравновесной высоты баллона).

Установлено, что при подобранном из уравнения (12) отношении площадей $\frac{r_{вн}^2}{r_{вын}^2}$ изменение «нейтрали» ограничивается

двумя положениями—выше статического, если процесс колебания начался со сжатия, и ниже статического, если колебания начались с отбоя.

Для автомобиля с пневматической подвеской существенным вопросом является влияние регулятора (без гидравлического замедлителя) на выравнивание поперечных кренов на повороте.

Угол крена для исследуемого случая зависит главным образом от величины удельной боковой нагрузки и длительности поворота, т. е. от времени движения автобуса на повороте. Исследовался случай движения автобуса на повороте, равном 90°. При этом переходные кривые [3] (радиоидальные спирали) выбирались исходя из следующих условий: 1) при постоянной длине пути кривая должна обеспечить минимальное приращение боковых реакций; 2) при постоянстве углового ускорения, скорости движения автомобиля должны быть постоянными. С помощью равенств (9) и (10) получено уравнение, отражающее влияние различных параметров на поперечные крены автомобиля.

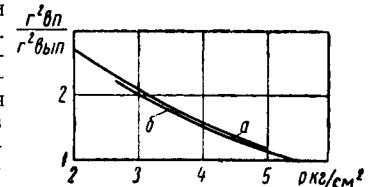


Рис. 1. Отношение площадей дроссельных отверстий регулятора $\frac{r_{вн}^2}{r_{вын}^2}$ в зависимости от давления в баллоне:

а — баллон 300 × 200;
б — баллон 250 × 200.

$$j_{ав} \ddot{\beta} = \frac{M_1 v^2 (vt + bk) h_g}{2R_0 \arctg \frac{L}{R_0}} - \frac{c_{сж} B^2 M_{з0}}{8} \beta - \frac{c_{отб} B^2 \mu_{з0}}{8} \beta - \frac{c_{сж} A^2 \mu_{но}}{8} \beta - \frac{c_{отб} A^2 \mu_{но}}{8} \beta - M_{см}(\beta) - M_{шар}(\beta) - M_{ам}(\beta) - G_k h_g \beta, \quad (13)$$

где $j_{ав}$ — момент инерции автомобиля относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести;

$\ddot{\beta}$ — угловое ускорение;

M_1 — масса автомобиля;

v — скорость движения автомобиля;

t — время;

bk — расстояние от центра тяжести до задней оси;

- R_0 — постоянный радиус поворота;
 L — база автомобиля;
 B — колея задних колес;
 $\mu_{зо}, \mu_{по}$ — коэффициенты (отношение перемещения упругого элемента к перемещению колес соответственно задней и передней подвесок);
 A — колея передних колес;
 $M_{ст}, M_{ам}, M_{тар}$ — соответственно моменты сопротивления стабилизатора, амортизаторов и шарниров крену автомобиля;
 β — угол крена;
 h_g — плечо приложения силы инерции;
 G_k — подрессоренный вес автомобиля.

Первый член в правой части уравнения (13) определяет момент от боковых сил инерции, опрокидывающих автобус, второй и третий члены обусловлены поперечным моментом упругих пневматических элементов задней подвески, а четвертый и

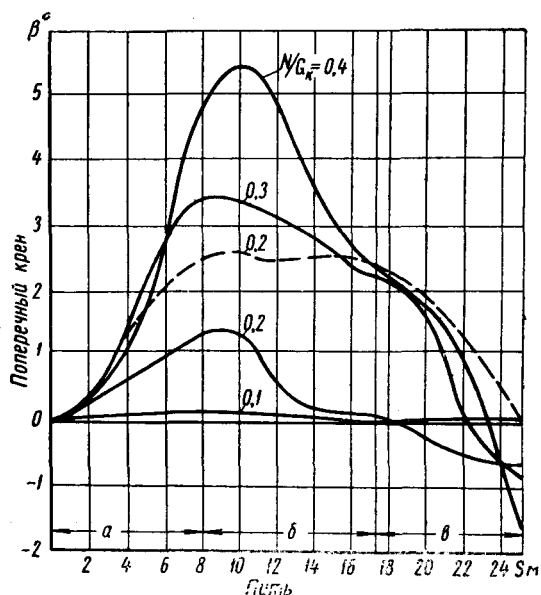


Рис. 2. Поперечный крен автобуса ЛАЗ-695Г при движении на повороте:

a — первая переходная кривая пути; b — кривая постоянного радиуса пути; β — вторая переходная кривая пути.

пятый — поперечным моментом упругих пневматических элементов передней подвески.

Для полученной зависимости (13) задание длины участка пути движения автобуса на повороте при постоянных скоро-

стях равносильно заданию времени. Величину угла поперечного крена в каждый момент времени можно получить методами последовательного интегрирования уравнения (13).

На рис. 2 представлены кривые поперечного крена автобуса ЛАЗ-695Г с четырьмя регуляторами, диаметры впускных дроссельных отверстий которых составляли 2 мм (объем резервуаров 14 л) в зависимости от длины пути поворота при движении с различными постоянными скоростями, обуславливающими

удельную инерционную силу $\frac{N}{G_k}$, равную 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 (N — центробежная сила инерции).

Для сравнения нанесена пунктиром кривая поперечного крена автобуса при отключенных регуляторах и удельной инерционной силе $\frac{N}{G_k} = 0,2$.

Анализ полученных кривых показал, что при движении автобуса с пневматической подвеской на повороте при $N=1$ поперечное выравнивание исключает крены. С увеличением $\frac{N}{G_k}$ уменьшается время движения автобуса на повороте, в связи с чем уменьшается эффект от поперечного выравнивания.

При удельной инерционной нагрузке $\frac{N}{G_k} = 0,2$ поперечные

крены уменьшаются вдвое и на большей части пути по сравнению с движением этого же автобуса в аналогичных условиях при отключенных регуляторах. Предположение о том, что автобус на S-образных поворотах может выйти на второй участок поворота с опасным обратным повороту креном не подтвердилось. Исследования показали, что к концу переходной кривой поперечные крены в обратную от поворота сторону не достигали 2°.

Выводы

1. Для предотвращения изменения «нейтрал» (среднеравновесной высоты упругого пневматического элемента) рекомендуется определять отношение площадей дроссельных отверстий регулятора для средних нагрузок автомобиля, так как практически невозможно изменить указанные отношения в зависимости от нагрузки.

2. При наличии на автобусах компрессоров повышенной производительности можно одним и тем же регулирующим устройством обеспечить эффективное вертикальное и поперечное выравнивание, позволяющее резко улучшить проходимость автомобиля на кривых участках дороги.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белоконь Н. И., Термодинамика, Госэнергоиздат, 1954.
2. Акопян Р. А., «Автомобильная промышленность» № 2, 1961.
3. Чудаков Е. А., Известия АН СССР, Отделение технических наук, № 3, 1939.

Индуктивные датчики крутящего момента и давления

Канд. техн. наук Ю. А. ЕЧЕИСТОВ, Ю. И. ЧЕРЕДНИЧЕНКО

Московский автомеханический институт, Московский автозавод имени Лихачева

ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ характеристик автомобильных агрегатов на установившихся и неуставившихся режимах работы автозаводы и институты для измерений и записи крутящих моментов, действующих в отдельных звеньях механизмов, применяют тензометрические методы. Такие методы требуют использования токосъемных устройств и электронной усилительной аппаратуры, что принципиально снижает их надежность и точность.

Такой ненадежный элемент, как скользящий или какой-либо другой токосъем, можно исключить, применяя индуктивные или емкостные датчики. Более рационально использовать индуктивные датчики, так как они не подвержены влиянию внешних магнитных полей и в ряде случаев допускают питание током промышленной частоты (50 гц). Емкостные датчики требуют питания током звуковой частоты с использованием соответствующей электронно-ламповой аппаратуры и хорошо экранированных коммуникаций с высокой изоляцией.

Известные в настоящее время индуктивные датчики крутящего момента не имеют линейных характеристик и не обеспечивают необходимой точности измерений.

Описываемые в настоящей статье индуктивные датчики крутящего момента лишены этих недостатков. Конструкция датчиков и аппаратуры к ним обеспечивает отсчет и запись измеряемых величин с погрешностью, не превышающей 2%. Выходные данные датчиков позволяют записывать крутящие моменты на шлейфовый осциллограф без применения усилителей. Характеристика датчиков практически линейная. Это достигается за счет окончательной обработки зазоров в магнитопроводе на собранном упругом элементе с одной установки и благодаря жесткому креплению элементов магнитопроводов на упругом элементе.

Общий вид датчика крутящего момента показан на рис. 1. Отдельные узлы изображены на рис. 2.

На торсион датчика 1 (рис. 1) напрессованы латунные коль-

ца 2, являющиеся магнитными изоляторами. К этим кольцам прикрепляются зубчатые кольца 3 магнитного ротора. При передаче крутящего момента шейки торсиона скручиваются и кольца магнитного ротора поворачиваются друг относительно

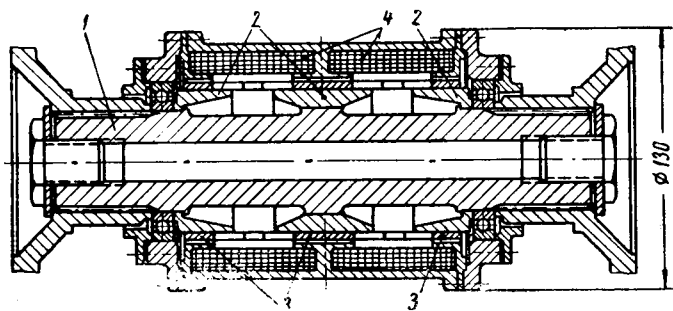


Рис. 1. Общий вид датчика крутящего момента.

друга так, что воздушный зазор в левой паре колец изменяется в одну сторону, а в правой паре — в другую. При этом магнитное сопротивление магнитной цепи одной катушки 4 увеличивается, а другой — уменьшается. В результате электрическое сопротивление катушек становится неодинаковым, что вызывает разбаланс в мостиковой схеме.

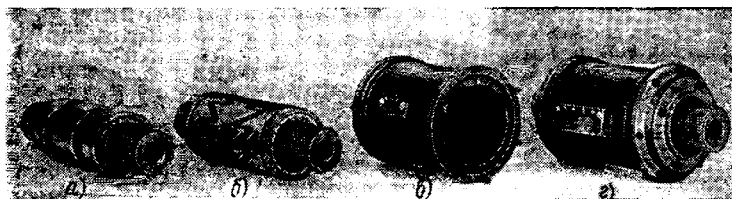


Рис. 2. Узлы датчика крутящего момента:

а — торсион с латунными кольцами; б — магнитный ротор; в — корпус датчика; г — датчик в сборе (без фланцев).

Датчики на различные диапазоны измерения отличаются только диаметром торсионов, представляя собой единую серию.

Для описываемых датчиков крутящего момента разработаны схемы питания переменным током промышленной частоты (50 гц) и током частотой 400 гц. Валы для датчиков с частотами питания 50 и 400 гц отличаются только обмотками своих катушек. Выходные данные обеих схем обеспечивают запись крутящих моментов на осциллографы обычных типов без усилителей.

Применение тока частотой 50 гц удобно в условиях стендовых испытаний тем, что этот источник тока имеется всюду. Электросхема с частотой тока 400 гц (рис. 3) обладает значительно меньшей инерционностью, чем электросхема с частотой тока 50 гц и имеет большие значения выходного тока. Однако она требует специального преобразователя. При использовании описываемых датчиков крутящего момента в лаборатории гидропередач Московского автозавода имени Лихачева их питание осуществлялось от умформера. Напряжение питания умформера поддерживалось постоянным путем параллельного подключения автомобильных аккумуляторов к линии выпрямленного тока сети.

Если при испытаниях автомобильных агрегатов на установленных режимах движения можно применять датчики на 50 и 400 гц, то для испытаний на неустановившихся режимах лучше использовать датчики, обладающие меньшей инерцион-

ностью. Инерционность динамометрических устройств характеризуется тем, в какой степени записанные значения крутящего момента отстают по времени от действительных значений.

Главным источником инерционности описываемых валов является постоянная времени фильтра, установленного на выходе электросхемы, приведенной на рис. 3. В остальных типах динамометрических устройств могут быть другие источники инерционности (например, в пневматических валах — упругость шлангов, соединяющих вал с измерительным или записывающим прибором). Методика определения инерционности представляет интерес, так как она пригодна для любых типов динамометрических валов.

Для оценки инерционности датчика крутящего момента через последний каким-либо двигателем (при опытах использовался электродвигатель постоянного тока) разгоняется маховик с известным моментом инерции J . Величина крутящего момента на валу и число оборотов маховика записываются осциллографом в виде кривых $M=M(t)$ и $n=n(t)$. Далее вычисляются расчетные значения числа оборотов маховика по уравнению

$$J \frac{d\omega}{dt} = M.$$

Это уравнение используется в виде

$$\frac{\pi}{30} J \frac{\Delta n}{\Delta t} = M_{ср}.$$

На рис. 4 приведена осциллограмма разгона маховика через датчик крутящего момента на диапазон измерения 0—40 кгм с частотой питания 400 гц. На этом же рисунке приведены расчетные (отмечены крестиками) значения чисел оборотов маховика. При расчетах принималось $\Delta t=0,1$ сек., а за $M_{ср}$ бралось среднее значение крутящего момента в этом же интервале.

То, что расчетные значения почти совпали с фактически записанной кривой $n=n(t)$, означает, что динамометрические валы с частотой питания 400 гц являются практически безынерционными.

Аналогичные опыты показали, что датчики с частотой питания 50 гц обладают некоторой инерционностью. Отставание по

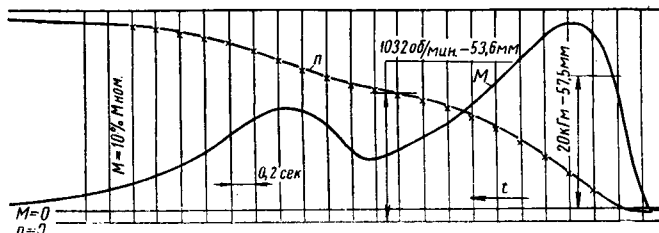


Рис. 4. Осциллограмма разгона маховика ($J=0,357$ кгмсек²) через датчик крутящего момента с частотой питания 400 гц.

времени записанных значений от действительных составляло 0,2—0,3 сек. Поэтому индуктивные датчики с частотой питания 50 гц, являющиеся точным и удобным средством для измерения и записи крутящих моментов на установившихся режимах работы автомобильных агрегатов, можно применять при испытаниях на неустановившихся режимах тогда, когда инерционностью показаний в несколько десятых долей секунды можно пренебречь. Если условия опыта требуют практической безынерционности записи, то предпочтительнее использовать валы с частотой питания 400 гц.

Можно полагать, исходя из обычно принимаемого запаса по питающей частоте, что датчики крутящего момента с частотой питания 400 гц обеспечат надежную регистрацию крутящих моментов в неустановившихся процессах с частотой изменения крутящего момента до 40—50 гц.

В качестве примера использования датчиков крутящего момента на рис. 5 представлена характеристика динамического коэффициента трансформации одного из гидротрансформаторов ЗИЛ, которая определялась в процессе разгона входного вала гидротрансформатора на режиме $i=0$ (кривая $k_{один}$). На этом же рисунке приведена статическая характеристика $k_{0 стат}$, точки которой определялись теми же датчиками при установившихся режимах работы.

Сопоставление кривых $k_{0 \text{ дин}}$ и $k_{0 \text{ стат}}$ показывает, в какой степени при проводимом опыте динамическая характеристика гидротрансформатора отличалась от статической.

Успешное создание индуктивных датчиков крутящего момента дало возможность разработать и создать индуктивные датчики давления (рис. 6), работающие по тому же принципу, что и датчики крутящего момента.

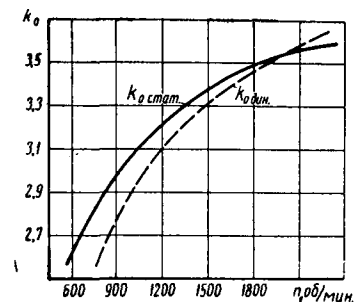


Рис. 5. Динамический и статический коэффициенты трансформации гидротрансформатора на режиме $i=0$.

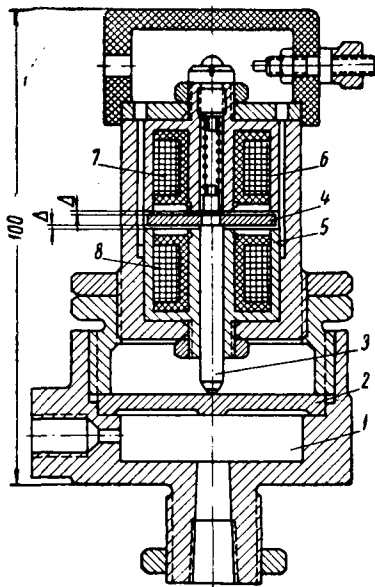


Рис. 6. Общий вид индуктивного датчика давления.

Датчик давления состоит из приемника давления и индуктивной головки. При подаче давления в полость 1 приемника деформируется мембрана 2. Ось якоря 3 с якорем 4 перемещается, что изменяет воздушные зазоры Δ между якорем и магнитопроводами 5 и 6. Магнитное сопротивление цепи верхней катушки 7 индуктивной головки уменьшается, а нижней катушки 8 — увеличивается. В результате электрическое сопротивление обеих катушек становится неодинаковым, что вы-

зывает в мостиковой схеме разбаланс, пропорциональный величине поданного давления.

Электрическая схема датчиков давления аналогична схеме рис. 3 и отличается от нее только обмотками катушек.

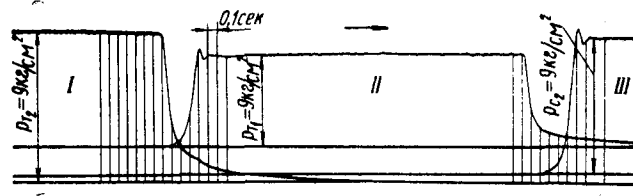


Рис. 7. Осциллограмма давлений в системе автоматика гидропередачи при переходе с низших передач на высшие:

I—III передачи; T_1 и T_2 — первый и второй тормоза; C_2 — второе сцепление.

Описываемые датчики давления обладают хорошей линейностью и большими значениями выходного тока, что позволяет записывать давления шлейфовым осциллографом без применения усилителей.

Такие датчики являются универсальными приборами. Они могут также использоваться и как датчики малых перемещений (несколько десятых миллиметра).

В качестве примера использования датчика давления на рис. 7 представлена осциллограмма давлений в элементах системы автоматика гидропередачи при переходе с низших передач на высшие. Осциллограмма дает наглядное количественное представление о характере падения и нарастания давлений в элементах системы. Зарегистрированы ударное возрастание давления при включении сцепления и другие характерные особенности процесса переключения.

Описанные датчики крутящего момента и датчики давления могут широко применяться при исследованиях, испытаниях и доводке автомобильных агрегатов как в виде самостоятельных приборов, так и в виде узлов испытательных стендов. Целесообразно организовать производство широкой гаммы таких приборов.

Исследование рулевого управления с помощью электрических методов измерений

Канд. техн. наук Л. Л. ГИНЦБУРГ, В. Е. ВЕНДЕЛЬ

НАМИ

С УВЕЛИЧЕНИЕМ скорости движения автомобилей, повышением нагрузки на передние управляемые колеса, увеличением эластичности шин и усложнением подвески к рулевым управлениям предъявляются все более высокие требования. В связи с этим в последнее время возрос интерес к выявлению критериев управляемости автомобилей, связанных с параметрами рулевого управления, и к их количественной оценке. Например, свойство автомобиля «держат дорогу» до сих пор оценивается субъективно. Оценочные параметры этого свойства не разработаны.

В НАМИ в этом направлении разработана определенная методика исследований.

При испытаниях измерялись: усилия в продольной и поперечной тягах, моменты на рулевом валу, угол поворота рулевого колеса, перемещения переднего моста в вертикальной плоскости, перемещения золотника распределителя, давления в полостях силового цилиндра усилителя, углы поворота управляемых колес.

В качестве регистрирующего прибора использовался магнитно-электрический осциллограф К-4-21, записывающий показания на фотобумагу шириной 100 мм. Для преобразования изучаемых величин в электрические изготавливались различные

датчики: перемещения, углов, поворота, давления. Усилия в рулевом приводе определялись по напряжениям в деталях, измеряемых с помощью проволочных тензодатчиков сопротивления. Показания датчиков усиливались с помощью четырехканального тензоусилителя МТУ-4 НАМИ, получающего питание от аккумуляторной батареи.

Схема установки датчиков приведена на рис. 1.

У автомобилей МАЗ-502 и ЗИЛ-157 (с ведущими передними мостами) напряжения, возникающие в рычагах трапеции, очень малы, и сигналы датчиков требуют большого усиления. Поэтому усилия в поперечной тяге этих автомобилей определялись по напряжениям изгиба не в рычагах, а в местах изгиба самих тяг.

Углы поворота управляемых колес записывались с помощью датчиков, изготовленных из переменных проволочных сопротивлений (2000 Ом). Датчик устанавливался вниз упод шкворнем и на специальном кронштейне прикреплялся к поворотной цапфе. Центральный подвижной контакт датчика соединялся поводком с балкой передней оси.

В принятой схеме датчик позволяет достаточно четко записывать углы от 0,1—0,25 до 40° в зависимости от настройки тензоусилителя. Порог чувствительности колеблется от 0,1 до

0,25° в зависимости от длины поводка. Этот же датчик использовался для измерения вертикальных перемещений переднего моста относительно рамы автомобиля.

Угол поворота рулевого колеса записывался с помощью датчика такой же конструкции, но проволочное соединение в нем было заменено нихромовой пластиной сопротивлением

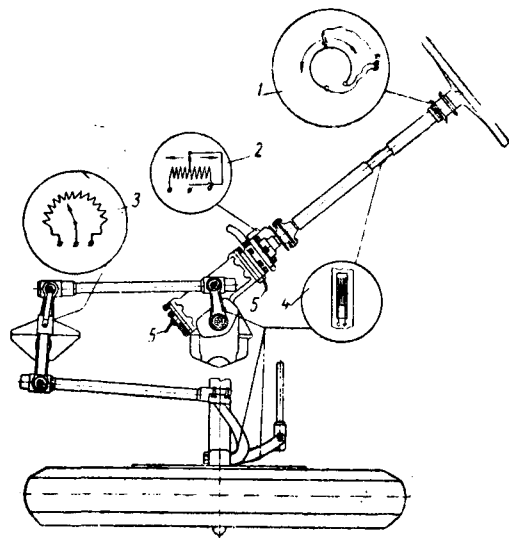


Рис. 1. Схема расположения датчиков в рулевом приводе автомобиля ЗИЛ-130:

1 — датчик угла поворота рулевого колеса; 2 — датчик перемещения золотника; 3 — датчик угла поворота маятникового рычага; 4 — проволочные тензометры сопротивления; 5 — датчики давления.

0,2 ом, уложенной на полной окружности. Датчик прикреплялся к колонке руля. На валик центрального контакта надевался шкивок, который приводился во вращение от рулевого вала.

При изучении автоколебаний управляемых колес автомобиля ЗИЛ-157 возникла необходимость измерить угол поворота переднего моста относительно его оси. Для этой цели был сконструирован специальный привод, который при перемещениях переднего моста в вертикальной и горизонтальной плоскостях не изменял положения подвижного контакта датчика. Привод состоял из двух шарнирно соединенных параллелограммов.

Датчик изготовлен из линейного проволочного сопротивления, смонтированного в корпусе индикатора часового типа. Схема его подключения к тензоусилителю аналогична схеме датчика углов поворота.

Такой же датчик перемещений использовался для записи положения золотника гидравлического усилителя. Ножка его подвижного контакта в этом случае опиралась на золотник или связанные с ним детали.

Давления в системах гидро- и пневмоусилителей записывались с помощью датчиков, изготовленных из отрезков трубочек Бурдона. На последние наклеивались проволочные тензометры сопротивления. Чем быстрее протекает процесс, тем короче приходится делать трубки Бурдона (до 20 мм), чтобы увеличить их собственную частоту.

Силы, действующие в деталях рулевого привода автомобилей, определялись при поворотах на месте на асфальте и во время движения по асфальтированным дорогам, булыжному шоссе, разбитому проселку с глубокими выбоинами и при переезде одним колесом препятствия высотой 120 мм (для грузовых автомобилей) со скоростью 10 км/час. Скорость автомобиля во время движения его по асфальтированному шоссе составляла 60 км/час, по булыжному шоссе 30—40 км/час, по разбитому проселку 10—15 км/час (максимально допустимая).

В табл. 1 и 2 приведены максимальные значения усилий и напряжений, возникающих в соответствующих условиях не менее, чем 5 раз на 1 км пути.

Усилия, возникающие во время прямолинейного движения, имеют характер импульсов. Они увеличиваются от нуля и падают до нуля за 0,05—0,15 сек. Во время поворотов усилия в рулевом приводе имеют значительную постоянную составляющую.

Осциллограмма с записью усилий в продольной и поперечной тягах приведена на рис. 2.

На рис. 3 помещены диаграммы значений усилий (максимальных за поворот), действующих в продольной тяге нескольких автомобилей на поворотах при движении по маршруту на территории НАМИ.

Скорость движения автомобиля на поворотах № 5, 6, 10 и 13 радиусом 7—8 м составляла 7—10 км/час, на поворотах № 3 и 9 радиусом 35—40 м — 30 км/час, на остальных поворотах радиусом 16—20 м — 15—20 км/час.

На рис. 4 приведены диаграммы усилий на ободу рулевого колеса при движении по городскому маршруту с 29 поворотами. По этим диаграммам можно судить о легкости рулевого управления нескольких автомобилей.

Таблица 1

Марка автомобиля	Нагрузка на передний мост в т	Момент сопротивления колес повороту на месте	Силы, действующие в рулевом приводе, в кг									
			при повороте на месте продольной тяги	при повороте в движении в рычаге продольной тяги	при переезде препятствия ¹		при движении по грунтовой дороге ¹		при движении по булыжному шоссе ¹			
					при переезде препятствия ¹	при движении по грунтовой дороге ¹	при движении по булыжному шоссе ¹	при движении по асфальтированному шоссе ¹				
ЗИЛ-130	2,60	180—240	700—820	350—450	750	800—1000	500	500	150	300—200	50—60	90—100
ЗИЛ-131	3,05	180—220	850—1000	400—450	400	450—550	500—600	—	100	100	40—60	60—100
ЗИЛ-157	2,75	190—200	800—900	350—400	600	700	400—500	400—600	300—350	—	50—70	50—70
МАЗ-502	4,5	350—460	1450—1920	400—600	500	600	750—900	500—600	300—400	400—500	50—100	150—250
МАЗ-503	4,3	330—400	1500—1900	600—800	400	500	600—800	400	200	250	60—80	70—100
ГАЗ-51	,6	,92	500	200—300	—	—	220—300	400	220	300	90—100	120—150

¹ В первой графе приведены силы, действующие в продольной тяге, а во второй—в поперечной тяге.

Таблица 2

Марка автомобиля	Нагрузка на передний мост	Момент сопротивления колес повороту на месте	Напряжения, действующие в рулевом приводе, в кг/см ²													
			при повороте на месте в рычаге продольной тяги	при повороте в движении в рычаге продольной тяги	при переезде препятствия*		при движении по грунтовой дороге*		при движении по булыжному шоссе*		при движении по асфальтированному шоссе*					
					при переезде препятствия*	при движении по грунтовой дороге*	при движении по булыжному шоссе*	при движении по асфальтированному шоссе*								
ЗИЛ-130	2,60	180—240	1960—2300	1000—1250	2100	—	—	1400	—	—	420	—	—	140—160	—	—
ЗИЛ-131	3,05	180—220	730—860	340—390	340	150—190	—	430—520	—	—	86	40	—	30—50	20—40	—
ЗИЛ-157	2,75	190—200	1520—1720	670—760	1150	—	2300	760—950	—	1320—2000	570—670	—	—	100—150	—	160—230
МАЗ-502	4,5	350—460	1930—2550	533—800	670	—	3700	930—1200	—	3100—3700	400—530	—	2500—3100**	70—130	—	90—150
МАЗ-503	4,3	330—400	2250—2850	900—750	600	1100	—	900—1200	800	—	300	500	—	90—120	140—200	—

* В первой графе приведены силы, действующие в рычаге продольной тяги, во второй—в рычаге поперечной тяги, в третьей—в поперечной тяге.
** В продольной тяге.

У автомобиля ЗИЛ-130 с усилителем рулевое управление легче, чем у автомобиля ГАЗ-51. Рулевое управление автомобиля МАЗ-502 недопустимо тяжелее. У автомобиля ЗИЛ-157 с изменением продольного угла наклона с $6^{\circ}45'$ до 0° усилия на рулевом колесе снизились почти вдвое.

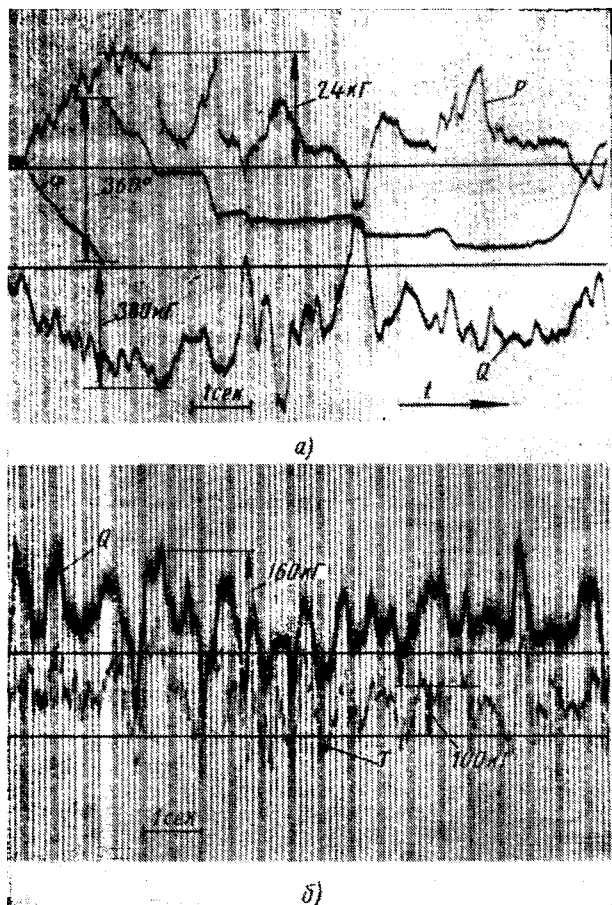


Рис. 2. Осциллограммы с записью усилий, возникающих в рулевом приводе МАЗ-503:

а — на повороте; б — при движении по проселку; Q — усилие в продольной тяге; T — усилие в поперечной тяге; P — окружное усилие на ободе рулевого колеса; φ — угол поворота рулевого колеса.

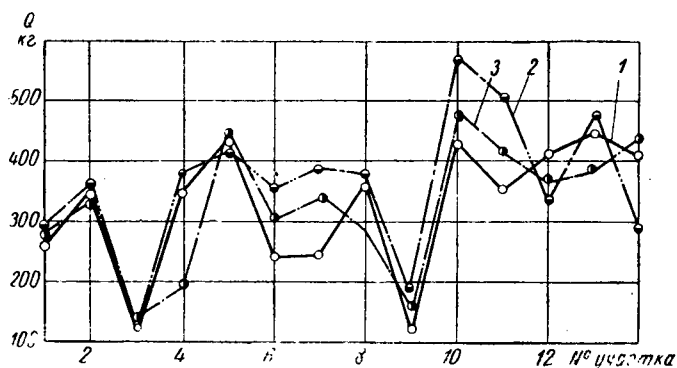


Рис. 3. Диаграммы усилий в продольной тяге при движении автомобилей:

1 — ЗИЛ-130 с усилителем; 2 — МАЗ-503 с усилителем; 3 — ЗИЛ-131 с усилителем.

От производительности гидравлического насоса зависит скорость вращения колес автомобиля. Она выбирается так, чтобы усилитель мог поворачивать колеса быстрее, чем водитель вращает рулевое колесо.

По этой причине интересно определить скорость вращения рулевого колеса на ходу автомобиля.

Опыт был поставлен следующим образом.

Автомобиль двигался по замкнутому прямоугольному маршруту на открытой асфальтированной площадке со скоростью 15 км/час. Радиусы поворотов выбирались такими, чтобы водителю приходилось вращать рулевое колесо с максимальной возможной для него скоростью.

Распределители усилителей были отрегулированы так, что усилие на ободе рулевого колеса не превышало 10—12 кг. В этих условиях на автомобиле ЗИЛ-130 скорость вращения рулевого колеса достигала 2 об/сек, на автомобиле ЗИЛ-131 — 1,8 об/сек, МАЗ-502 (с усилителем) — 1,7 об/сек.

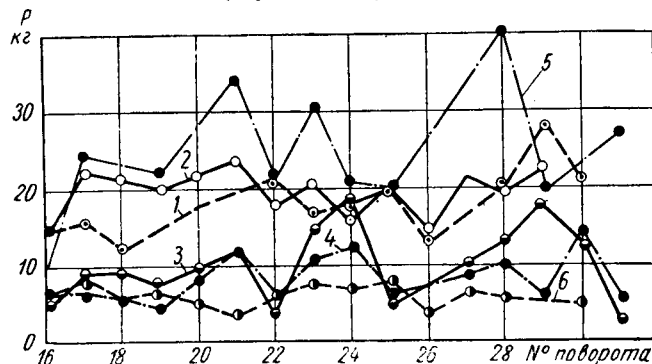


Рис. 4. Диаграммы значений окружной силы, прилагаемой водителем к ободе рулевого колеса грузовых автомобилей при движении по городу:

1 — МАЗ-205; 2 — ЗИЛ-157 ($6^{\circ}45'$); 3 — ЗИЛ-157 (0°); 4 — ГАЗ-51; 5 — МАЗ-502; 6 — ЗИЛ-130.

При втором опыте во время движения по городу по маршруту с большим числом поворотов эти скорости не превышали 1—1,2 об/сек.

При движении по специально разработанному маршруту с 14 крутыми поворотами и включенным усилителем скорости вращения на 20—25% больше, чем при движении без усилителя. То же наблюдалось и у других испытывавшихся автомобилей.

Средняя скорость движения автомобиля по дорогам с большим числом поворотов при работающем усилителе на 12—15% больше, чем без усилителя.

Среди автомобилистов широко распространен термин автомобиль «держит дорогу» или автомобиль «не держит дорогу». Этим термином характеризуется свойство автомобиля сохранять заданное направление движения. Оно определяется рядом с другими конструктивными особенностями автомобиля устройством рулевого управления с углами установки управляемых колес.

У автомобиля, который держит дорогу, необходимо приложить некоторое осязаемое усилие к ободе рулевого колеса, чтобы изменить направление его движения. Если по той или иной причине автомобиль отклоняется от прямолинейного движения, то вернуть его на заданную траекторию можно незначительным поворотом колеса. Автомобиль, который не держит дороги, вернуть на заданную траекторию значительно труднее.

Отдельные опытные образцы автомобиля ЗИЛ-130 плохо держали дорогу. Поскольку на этих автомобилях был установлен гидроусилитель, предполагалось, что он является причиной этого недостатка.

Причины дефекта выявлялись в НАМИ.

За оценочный объективный параметр, характеризующий свойство автомобиля держать дорогу, принято количество и величина поворотов рулевого колеса, которые должен был сделать водитель, чтобы сохранить прямолинейное направление при движении со скоростью 70 км/час по дороге с хорошим асфальтовым покрытием.

На испытывавшемся автомобиле водителю за 1 км пути приходилось совершать 10—15 поворотов рулевым колесом на угол более 20° .

Как выяснилось, у автомобиля неверно была выполнена балка передней оси, благодаря чему угол продольного наклона шкворня вместо $3,5^{\circ}$ составлял 1° .

После устранения дефекта автомобиль как с усилителем, так и без него не требовал более одного-двух поворотов рулевым колесом на 1 км пути.

Как известно, во время движения автомобиля управляемые колеса совершают колебания, вызываемые неровностями доро-

ги. У автомобилей с правильно спроектированным передним мостом колебания, вызванные ударом о неровность, затухают после одного-двух периодов.

В отдельных случаях эти колебания медленно затухают или вообще не затухают. Продольный угол наклона шкворня существенно влияет на устойчивость качения колес. Результаты испытаний по исследованию влияния продольности угла наклона шкворней автомобиля ЗИЛ-130 приведены в табл. 3.

Таблица 3

Продольный угол наклона шкворня в град.	Общее число колебаний колес		Число колебаний колес на 1 км пути при амплитуде колебаний в град.							
	правого	левого	0,25*		0,5*		0,75*		1*	
-2	442	495	132	72	177	124	114	74	6	17
+1	460	320	302	92	147	183	11	37	—	7
+3,5	353	305	293	217	58	78	4	9	—	—
+5	489	334	207	189	102	105	168	28	14	8
+6	364	320	166	104	78	155	94	56	17	4
+9	630	480	210	226	214	144	185	101	18	5

* В первой графе приведены данные, относящиеся к правому колесу, во второй—к левому.

Испытания проводились на участке асфальтированного шоссе 1-го класса при движении со скоростью 80 км/час. Из табл. 3 следует, что наименьшее число колебаний и с минимальной амплитудой возникает при углах наклона шкворня +3,5°. На 1 км пути при этом приходится 305 колебаний левого и 353 колебания правого колеса. 80% колебаний имеют амплитуду меньше 0,25°, а остальные меньше 0,5°. Колебания возбуждаются от толчков со стороны дороги и быстро затухают.

При углах наклона шкворней —2 и +9° колебания становятся практически незатухающими. Они возбуждаются вновь до того, как успеют прекратиться вызванные предыдущей неровностью.

Датчики давления, устанавливаемые в полостях силового цилиндра, позволили определить режимы работы усилителя при движении автомобиля в различных дорожных условиях. Показания датчиков записывались с помощью осциллографа.

При движении по прямой усилитель включается отдельными импульсами от ударов на колесо со стороны дороги. Продолжительность таких импульсов составляет приблизительно 0,1 сек.

У автомобиля ЗИЛ-130 при движении по дороге с хорошим бульным покрытием на участке 26 км отмечено 1292 включения до 5—10 атм, а в двух случаях — до 15 атм. При движении по разбитому грейдеру со скоростью 15—25 км/час на участке 25 км усилитель включался 6544 раза, при этом давление поднималось до 5—10 атм 850 раз, до 10—15 атм 109 раз, до 15—20 атм 5 раз. В остальных случаях давление поднималось не выше 5 атм.

У автомобиля МАЗ-502 при движении по той же дороге на протяжении 32 км давление в системе поднималось до 10 атм 5000 раз, до 20 атм 3200 раз, до 30 атм 1000 раз и до 40 атм 60 раз.

У автомобиля МАЗ-502 распределитель расположен в продольной тяге, усилитель — на поперечной балке. У автомобиля ЗИЛ-130 силовой цилиндр и распределитель находятся в картере рулевого механизма.

При поворотах во время движения работа усилителя также состоит из серии отдельных включений. При поворотах на месте на сухом асфальте давление в системе гидроусилителя руля поднимается у автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131 до 40—45 атм, у автомобилей МАЗ-502, МАЗ-503 — до 65 атм.

Эти опыты позволили установить, что насос гидравлического усилителя рулевого управления автомобиля работает в резко переменном режиме. Давление в системе при движении по прямой повышается импульсами, продолжительность которых для автомобилей ЗИЛ-130 и МАЗ-502 составляет 0,1 сек.

Во время поворотов давление повышается на все время вращения рулевого колеса. Однако время работы гидравлического насоса при постоянном давлении незначительно по сравнению со временем импульсных включений.

При расположении распределителя усилителя в продольной тяге режим работы гидравлического насоса значительно более напряженный, чем при расположении распределителя на червяке рулевого механизма.

Выводы из этих испытаний использованы при разработке конструкции стenda для испытания гидравлических насосов усилителя руля на износ. Предусмотрено, что давление в насосах повышается импульсами продолжительностью 0,1 сек.

Результаты проведенных опытов недостаточны для того, чтобы сделать общие выводы о факторах, влияющих на управляемость автомобиля, но разработанные при этом методы исследований могут быть рекомендованы для испытания рулевых управлений автомобилей.

Измерение толщины масляного слоя в подшипниках

Б. Е. КОРОТЕНКО, И. А. ГРИДНЕВА

Харьковский автомобильно-дорожный институт (ХАДИ)

СОГЛАСНО гидродинамической теории смазки обязательным условием нормальной работы подшипников скольжения считается наличие масляного слоя, разделяющего трущиеся поверхности. Однако достаточно точный расчет толщины слоя смазки может быть произведен только в подшипниках, находящихся под постоянной нагрузкой. Когда нагрузка непрерывно изменяется по величине и направлению (как, например, в подшипниках коленчатого вала), определить толщину слоя смазки можно только экспериментальным путем.

Для измерения толщины масляного слоя в подшипниках скольжения наиболее широкое применение получили датчики двух типов: индукционные и емкостные. Последние, как правило, имеют меньшие габаритные размеры и более просты по конструкции. Емкостные датчики обладают значительными преимуществами, когда испытываемым объектом служат не специально спроектированная для эксперимента установка, а обычный двигатель, в котором ослабление деталей при установке датчика должно быть минимальным.

В литературе описано большое количество экспериментальных работ по определению толщины масляного слоя в под-

шипниках с помощью емкостного датчика, в частности, в подшипниках прокатных станов [1] и в коренном подшипнике двигателя с воспламенением от сжатия МWM [2]. Подшипники коленчатого вала в автомобильном двигателе не имеют принципиальных отличий, которые препятствовали бы применению емкостных датчиков, но условия работы этих подшипников, характер нагрузки и другие особенности необходимо учитывать при составлении методики эксперимента. Поэтому вопрос о возможности применения емкостных датчиков на автомобильном двигателе был подвергнут подробному исследованию.

Емкостный датчик представляет собой конденсатор, одной пластиной которого обычно служит изолированный электрод, вторичной пластиной выполняет вторая сопряженная деталь. Ввиду того, что минимальная толщина масляного слоя в подшипниках коленчатого вала измеряется единицами микрон, достаточно чувствительность датчика можно получить, выполнив электрод в виде тонкого стержня (так, в экспериментах ХАДИ диаметр датчика составлял 1,5 мм). Такой датчик легко разместить в любой точке как коренного, так и шатунного

подшипника, устанавливая его в радиальном отверстии шейки или во вкладыше.

В опытных установках обычно возможно смазывать подшипник свежим маслом, но в условиях работы автомобильного двигателя физико-химические свойства масла изменяются. Чтобы выяснить, как меняются при этом электрические его свойства, особенно его диэлектрическая проницаемость ϵ , от которой зависит емкость датчика и, следовательно, точность измерения зазора, были взяты пробы картерного масла двигателя ГАЗ-51 через 10, 20, 30, 40 и 50 час. работы, и с помощью куметра определена диэлектрическая проницаемость масла ϵ . Измерения показали, что для свежего масла АК-10 величина ϵ при частоте 800 кГц составляла 2,30, а после 50 час. работы возросла до 2,32, что соответствует увеличению емкости датчика менее чем на 1%.

Эксперименты по измерению толщины масляного слоя в автомобильном двигателе можно провести за более короткий промежуток времени. Поэтому погрешностью измерений вследствие изменения величины ϵ за счет старения масла можно пренебречь, так же как и изменением геометрических размеров шейки и вкладыша за время эксперимента в результате их износа.

Как известно, температура масла в картере изменяется в зависимости от режима работы двигателя и достигает 100—110°. Нагрев вызывает уменьшение диэлектрической проницаемости масла. Это необходимо учитывать, вводя соответствующую температурную поправку, величина которой определяется по кривой зависимости величины ϵ от температуры для данного сорта масла. Как правило, автомобильные масла являются неполярными или слабо полярными жидкостями, и их диэлектрическая проницаемость при изменении температуры меняется сравнительно мало. Измерения показали, что при повышении температуры от 20 до 100° емкость уменьшается всего на 5%.

При нагревании могут изменяться также диэлектрические свойства изоляции экранированного кабеля, при помощи которого датчик подсоединяется к измерительному прибору, что вызывает дополнительную погрешность, иногда очень значительную, так как емкость кабеля обычно в несколько раз превышает емкость самого датчика. Поэтому изоляционный материал должен сохранять постоянные диэлектрические свойства в условиях меняющейся температуры. Специальными экспериментами было установлено, что такими свойствами обладает стеклянное волокно.

Емкость конденсатора C и толщина диэлектрика δ связаны зависимостью

$$C = \frac{\epsilon S}{\delta},$$

где S — площадь пластины конденсатора.

Поэтому по мере увеличения толщины масляного слоя чувствительность датчика понижается (рис. 1).

Расчеты показывают, что в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя в отдельных точках толщины масляного слоя в течение рабочего цикла изменяется от минимальных значений (0,0025—0,0035 мм) до величины диаметрального зазора, когда нагрузка воспринимается противоположной стороной шейки. При таком диапазоне изменения зазора (в 20—40 раз) даже за счет соответствующего расширения полосы пропускания прибора невозможно обеспечить одинаковую точность во всем диапазоне измерений: минимальные зазоры будут измерены более точно, а при измерениях больших зазоров абсолютная и относительная погрешности возрастут.

Следует также учесть, что масляный слой в подшипнике не является сплошным. Известно, что в подшипнике, находящемся под постоянной нагрузкой, масло вначале движется сужающимся потоком, заполняя зазор. Минимальная область зазора, масляный поток начинает расширяться. Здесь его течение становится неустойчивым, непрерывность потока нарушается.

В зазоре образуются полости, заполненные воздухом и парами масла, вследствие чего диэлектрическая проницаемость среды изменяется.

Если нагрузка на подшипник постоянна по величине и направлению, область, в которой показания емкостного датчика

становятся ненадежными, может быть определена довольно точно, так как закономерность изменения толщины масляного слоя в этих условиях хорошо изучена. Так, Коднир [3] при экспериментах наблюдал, что за один оборот вала нарастание зазора происходило гораздо быстрее, чем уменьшение его в сужающейся зоне масляного потока. Это свидетельствовало о том, что в диффузорной области датчик в результате уменьшения диэлектрической проницаемости среды показывал завышенные значения масляного слоя.

В динамически нагруженном подшипнике определить место обрыва масляного слоя значительно труднее. Судить о том, насколько правильно отражает датчик процесс смазки подшипника, можно при сравнении экспериментальных данных с формой кривой изменения толщины слоя смазки в течение рабочего цикла двигателя, найденной в результате гидродинамического расчета. Такое исследование было проведено для штатного подшипника двигателя ГАЗ-51, при котором определялась толщина масляного слоя на поверхности шейки, обращенной к центру вращения кривошипа, где обычно наблюдается наиболее интенсивный износ. В этом месте в шейке был установлен электрод емкостного датчика (рис. 2). Поверхность электрода была тщательно обработана, чтобы она находилась на одной цилиндрической поверхности с шейкой.

Для построения кривой изменения зазора был сделан подробный расчет подшипника.

На рис. 3 приведена кривая 1 изменения толщины масляного слоя h в зависимости от угла поворота коленчатого вала, полученная расчетом. На этом же рисунке штриховой линией

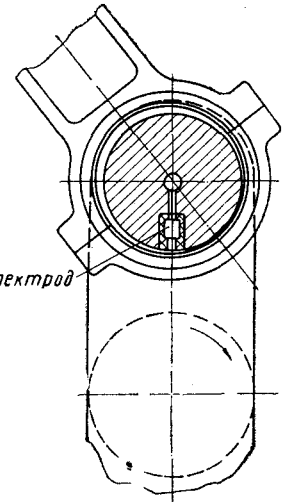


Рис. 2.

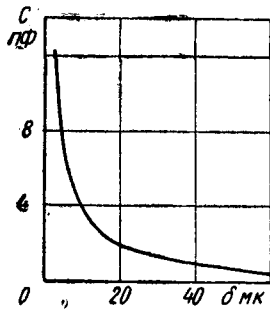


Рис. 1.

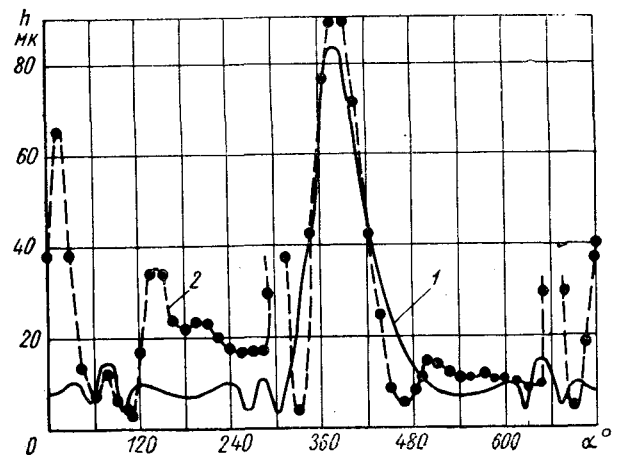


Рис. 3.

нанесена экспериментальная кривая 2 изменения толщины масляного слоя в течение одного рабочего цикла двигателя. Обе кривые относятся к одному и тому же режиму: скорость вращения коленчатого вала $n=2000$ об/мин, крутящий момент на валу $M_{кр} = 16$ кгм.

При сопоставлении этих кривых видно, что минимальные значения толщины масляного слоя, полученные опытным путем, во всех случаях имеют величины, близкие к расчетным значениям, хотя, как правило, смещены относительно последних в пределах 15—30° угла поворота кривошипа. Наличие такого смещения свидетельствует о несопадении скорости вращения линии центров подшипника со скоростью вращения вектора нагрузки, которое не было учтено в расчетах ввиду отсутствия соответствующей методики, но, как доказано теоретически и экспериментально [6], [7], неизбежно должно наблюдаться в динамически нагруженном подшипнике. Следова-

тельно, когда масляный слой достигает в зоне расположения электрода своих минимальных значений, весь зазор заполнен маслом и емкостный датчик дает правильные показания о толщине зазора.

Однако при больших зазорах расчетные и опытные данные значительно расходятся. В некоторых случаях причиной этого является отклонение формы вкладыша от правильной цилиндрической формы. Так, при $\alpha = 295 \div 315^\circ$ и $\alpha = 655 \div 675^\circ$ датчик проходит мимо выемки во вкладыше глубиной 0,3 мм, сделанной для облегчения тарировки, и емкость датчика в эти моменты становится практически равна нулю. В других случаях, например, в начале такта впуска и во время такта сжатия, увеличение зазора, которое видно на опытной кривой, можно объяснить появлением в смазке пузырьков воздуха и искажением показаний датчика вследствие изменения диэлектрической проницаемости среды. Возможно, что здесь масляный слой не является сплошным, так как датчик в эти периоды почти все время находится в зоне расширяющегося потока. Такое изменение диэлектрической проницаемости среды в зазоре затрудняет применение емкостных датчиков для нахождения пути центра цапфы и минимального значения толщины масляного слоя h_{min} в подшипнике при помощи нескольких датчиков, установленных по окружности подшипника под углом друг к другу. Трудность заключается в том, что при нахождении одного из датчиков в зоне, заполненной маслом, другие могут оказаться там, где наступил обрыв слоя смазки.

Емкостный метод удобен для непосредственного измерения минимальных толщин масляного слоя в подшипнике, поскольку чувствительность емкостных датчиков резко увеличивается по мере уменьшения зазора.

Поэтому при измерении толщины масляного слоя в динамически нагруженных подшипниках датчик следует размещать в местах, где ожидается минимальная толщина слоя смазки. От выбора места расположения датчика будет зависеть соот-

ветствие минимальных значений зазора, измеренных датчиком, абсолютным величинами минимальной толщины масляного слоя для всего подшипника.

Использование емкостного метода измерения толщины слоя смазки в подшипниках коленчатого вала, где резкое изменение нагрузки по величине сопровождается непрерывным перекачиванием шейки во вкладыше и точное определение места нахождения минимальной толщины масляного слоя затруднено, весьма целесообразно при исследовании зависимости толщины масляного слоя от различных факторов (температуры подшипника, режима работы, вязкости картерного масла и т. п.). В этом случае требования, предъявляемые к расположению датчика в подшипнике, могут быть несколько упрощены ввиду того, что эти факторы оказывают примерно одинаковое влияние как на минимальную толщину слоя, так и на толщину слоя смазки в зоне, прилегающей к месту образования минимальной толщины. В то же время сопоставление данных, полученных таким путем в реальных условиях двигателя, с соответствующими расчетными зависимостями даст возможность оценить точность расчета толщины масляного слоя по различным применяемым в настоящее время методам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Снеговский Ф. Н., Экспериментальное определение гидродинамических давлений и толщин смазочного слоя в подшипнике скольжения жидкостного трения, сб. «Исследование подшипников скольжения и смазочного оборудования», Машгиз, 1958.
2. Кольманн Хоккель, «МТЦ» № 5, 1953.
3. Коднир Д. С., Медвинский М. А. и Зоммер Э. Ф., «Вестник машиностроения» № 3, 1955.
4. Коровчинский М. В., Прикладная теория подшипников жидкостного трения, Машгиз, 1954.
5. Захин А., Манзур, «МТЦ» № 2, 1957.
6. Дьячков А. К., Исследования в области динамических нагруженных подшипников, сб. «Трение и износ в машинах», IV, АН СССР, 1949.
7. Довжук Я. А., «Вестник машиностроения» № 7, 1958.

Исследование технико-экономической эффективности нового синтетического материала для автомобилестроения

Б. И. РОДИН

Институт машиноведения АН СССР

РЕЗКОЕ увеличение производительности, скоростей, давлений и других параметров новых машин непосредственно связано с надежной работой тормозных фрикционных устройств. За последние пятнадцать лет внедрение новой техники привело к росту скоростей и грузоподъемности машин, что вызвало резкое возрастание кинетических энергий последних.

Для торможения движущихся машин, обладающих большими кинетическими энергиями, необходимо с помощью специальных фрикционных устройств совершать большую работу. В результате торможения кинетическая энергия переходит в тепловую, что сопровождается выделением значительного количества тепла. Например, в случае остановки грузового автомобиля выделяется 585 ккал тепла. Рабочая поверхность фрикционных устройств автомобилей выделяет в течение 15—20 сек. до 500 ккал.

Режимы работы фрикционных тормозных узлов автомобиля ЗИЛ-164 следующие:

Скорость скольжения при торможении в м/сек	5—7
Удельное давление в кг/см ²	3
Развиваемая температура в °С	170—250

В таких условиях требуется быстро и эффективно отводить от рабочей поверхности тормозных устройств выделяющееся тепло, так как в противном случае возможно размягчение и расплавление пограничных фрикционных слоев.

Повышенный износ тормозных изделий, изготовленных из серийных фрикционных материалов, также является следствием высоких температур, возникающих при работе в тормозном

узле. В эксплуатации старые фрикционные изделия быстро разрушались или очень сильно изнашивались.

Можно отводить возникающее тепло, увеличив теплоемкость тормозных изделий путем расширения их рабочей поверхности, но это потребовало бы значительного увеличения габаритных размеров тормозных узлов. Поэтому для преодоления предела рабочих температур тормозных узлов новых конструкций потребовались новые теплостойкие материалы с повышенными фрикционными свойствами.

Такие материалы следует искать среди пластмасс. Известно, что при комбинировании различных смол и наполнителей удается получить пластические материалы, обладающие наряду с достаточной теплостойкостью высокими фрикционными качествами.

Основные свойства нового теплостойкого фрикционного материала ФК-24А. Для фрикционных деталей автомобиля был создан новый материал, состоящий из фенольной смолы и волокнистого наполнителя; он может быть отнесен к асбоволокнистым фенопластам. Связующим веществом является экономичная и недефицитная термореактивная модифицированная фенольно-формальдегидная смола резольного типа (25%), в качестве волокнистого наполнителя применен асбест (40%), а порошкообразным компонентом служит барит (35%). Новый фрикционный материал состоит из недорогих широко распространенных недефицитных сырьевых компонентов.

Запраты на сырье, связанные с изготовлением 1000 формованных фрикционных накладок к автомобильным тормозным колодкам из нового материала ФК-24А, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование сырья	Норма расхода в кг	Цена 1 кг сырья в руб.	Сумма затрат по норме расхода в руб.
Асбест волокнистый	772	0—07	50,6
Барит	602	0—03	24,4
Смола фенольно-формальдегидная	478	0—78	373,0
Спирт этиловый	564	0—59	332,0
Итого затрат			780,0

По свойствам новый материал выгодно отличается от заменяемого им старого фрикционного материала. Основные свойства материалов даны в табл. 2.

Таблица 2

Показатели	Новый материал ФК-24А	Старый материал 6КХ-1
Удельный вес в $г/см^3$	1,9	1,7
Коэффициент теплопроводности в $ккал/м \cdot час \cdot град$	0,53	0,45
Удельная теплоемкость в $ккал/кг \cdot град$	0,23	0,2
Предел прочности при сжатии в $кг/см^2$	1300	—
Твердость (по Бринелю) в $кг/мм^2$	33	17
Жаростойкость (по Шрамму), класс	4	—
Допускаемая рабочая поверхностная температура трения в $^{\circ}C$	700—800	До 300
Химическая стойкость	Стоек	Не стоек
Топливостойкость	—	То же
Маслостойкость	—	—
Коррозионная стойкость	—	—
Водопоглощение за 24 часа в %	До 1	2—3
Горючесть	Не горит	Горит
Коэффициент трения (по чугуну)	0,30—0,45	0,35—0,40

Изделия из нового материала изготавливаются методом обычного прессования (формования) на гидравлических прессах в обогреваемых пресс-формах, температура прессования 160—260 $^{\circ}$, удельное давление 600 $кг/см^2$. Изделия из старого материала 6КХ-1 изготавливаются методом холодного формования, при этом наблюдается значительный расход сырья. Так, в соответствии с нормами расхода на изготовление 1000 автомобильных накладок к тормозным колодкам затрачивается сырья: в случае старого материала 6КХ-1 2,35 т, в случае нового материала ФК-24А 1,85 т. Снижение материалоемкости и чистого веса изделий в случае перехода на их изготовление из нового материала составляет в расчете на каждое изделие: по расходу сырья 0,50 кг, по весу готового изделия 0,32 кг. Применение нового материала позволяет более рационально использовать исходное сырье и основные материалы, снизить нормы расхода исходных материалов, значительно уменьшить чистый вес изделий, а также осуществить более экономичную компоновку тормозных узлов современных автомобилей.

Накладки из материала ФК-24А прошли эксплуатационные испытания, которые были проведены ИМАШ АН СССР совместно с ВНИИАТИ ГХК СССР и Минавтошосдор УССР. Автоколонна состояла из одиннадцати автомобилей ГАЗ-51, пятнадцати автомобилей М-20 «Победа», двух автомобилей М-21 «Волга», одного автомобиля ГАЗ-12 и одного автомобиля ГАЗ-13 «Чайка».

Известно, что срок службы накладок из старых материалов при их эксплуатации на новых автомобилях соответствует пробегу автомобиля до 35 тыс. км, а после замены и ремонта барабанов — до 12 тыс. км.

У автомобилей М-20 «Победа», совершивших пробег 40 тыс. км, износ накладок составил 0,8—1,0 мм при толщине 5 мм, а у автомобилей ГАЗ-51, сделавших пробег 25 тыс. км, износ накладок составил 1,0—1,5 мм при толщине 7 мм. Поэтому можно предположить, что срок службы накладок, изготовленных из основе нового материала, составит на новых автомобилях 70 тыс. км, а после ремонта барабанов 35 тыс. км, т. е. повысится соответственно почти в 2 и 3 раза.

Изменение величины тормозного пути в метрах в зависимости от материала фрикционных накладок при эксплуатации грузовых автомобилей ГАЗ-51 приводится в табл. 3, а при

эксплуатации легковых автомобилей М-20 «Победа» — в табл. 4.

Таблица 3

Скорость в $км/час$	Тормозной путь при эксплуатации тормозных накладок, изготовленных из	
	старого фрикционного материала 6КХ-1	нового фрикционного материала ФК-24А
30	4,6	4,1
50	14,6	11,2
70	41,2	29,1

Таблица 4

Скорость в $км/час$	Тормозной путь при эксплуатации сравнимых вариантов тормозных накладок, изготовленных из	
	материала 6КХ-1	материала ФК-24А
40	7,4	7,0
60	25,9	19,0
80	54,9	40,7
100	67,4	61,5

Как видно из табл. 3 и 4, применение накладок из нового материала позволяет сократить тормозной путь на 10,8—29% для грузовых автомобилей ГАЗ-51 и на 5—26,5% для автомобилей М-20 «Победа».

Проведенные испытания доказали техническую эффективность фрикционных изделий из нового материала: возрастает срок службы автомобильных тормозных элементов, улучшаются условия труда, сокращается трудоемкая работа по многократной замене изношенных накладок, сокращаются простои автомобилей и связи с частой сменой накладок, улучшаются коэффициенты использования времени, технической готовности и использования подвижного состава, повышается производительность автомобилей, могут быть увеличены скорости движения и возрастает безопасность эксплуатации.

Повышение скоростей, нагрузок, частота и длительность торможения ухудшают в процессе эксплуатации фрикционные характеристики старых материалов, в результате чего возможны аварии и несчастные случаи.

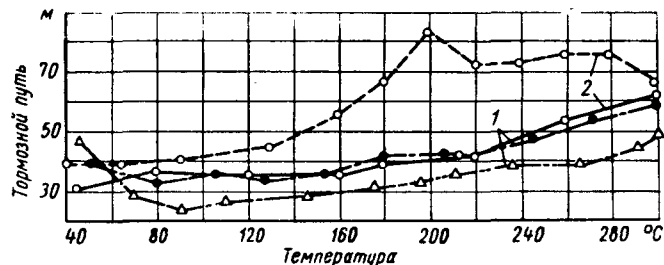


Рис. 1. Изменение тормозного пути в зависимости от температуры при работе тормозных накладок из старого и нового материалов в тормозе автомобиля ГАЗ-13 «Чайка» по данным ВНИИАТИ ГХК СССР ($P=40$ $кг/см^2$; $V=70$ $км/час$):

1 — нагрев накладок из нового материала; 2 — нагрев накладок из старого материала

Фрикционные свойства нового материала ФК-24А постоянны. Тормозной путь стабилен при определенных температуре, скорости движения и ряде других факторов (рис. 1). В тяжелых условиях эксплуатации тормоз не проскальзывает. Вследствие повышенной износостойкости, прочности накладок, а также возможности их крепления с помощью клеевых соединений (вместо крепления наклепом) увеличивается пробег автомобилей без смены фрикционных элементов. Новый материал не разрушает поверхности тормозных барабанов. Изделия из нового материала обладают бесшумностью работы, влаго-, топливо- и маслостойкостью, стойкостью при работе в широком диапазоне различных климатических условий (от арктических до тропических) и не издают запахов при длительном торможении. Тормоза работают мягко, без резкого прихватавания тормозных колодок и барабана.

Применение нового фрикционного материала позволит работать более безопасно на высоких скоростях, а тем самым значительно увеличить оборот подвижного состава и повысить производительность автомобилей, что выразится в снижении себестоимости грузовых и пассажирских перевозок (рис. 2).

В дальнейшем новый фрикционный материал найдет применение не только для изготовления накладок к тормозным колодкам, но и для изготовления фрикционных дисков.

Перспективным является применение нового материала в тормозах автомобилей, работающих в горных условиях, головных автомобилей автопоездов, пассажирских автобусов и других автомобилей с продолжительной или частой работой тормозов, т. е. в тех условиях, где длительное и частое пользование тормозами вызывает повышение температуры пар трения в тормозе до 300—350° и снижает надежность работы тормозных накладок из старых фрикционных материалов.

Данные эксплуатационных испытаний позволяют предположить, что тормозные устройства из нового фрикционного материала будут работать еще более эффективно в автомобилях

Объемы работ, выполняемые автомобильным парком в народном хозяйстве СССР, в 1965 г. по данным Госплана СССР будут следующими:

грузооборот всего автомобильного парка 146 млрд. т·км/час, что соответствует 50 000 млн. км пробега; пассажирооборот автобусов общего пользования 187 млрд. пасс.-км, что соответствует 51 000 млн. км пробега; пробег легкового автомобильного парка составит 19 000 млн. км; общий пробег всех видов подвижного состава автомобильного парка в 1965 г. составит 120 000 млн. км.

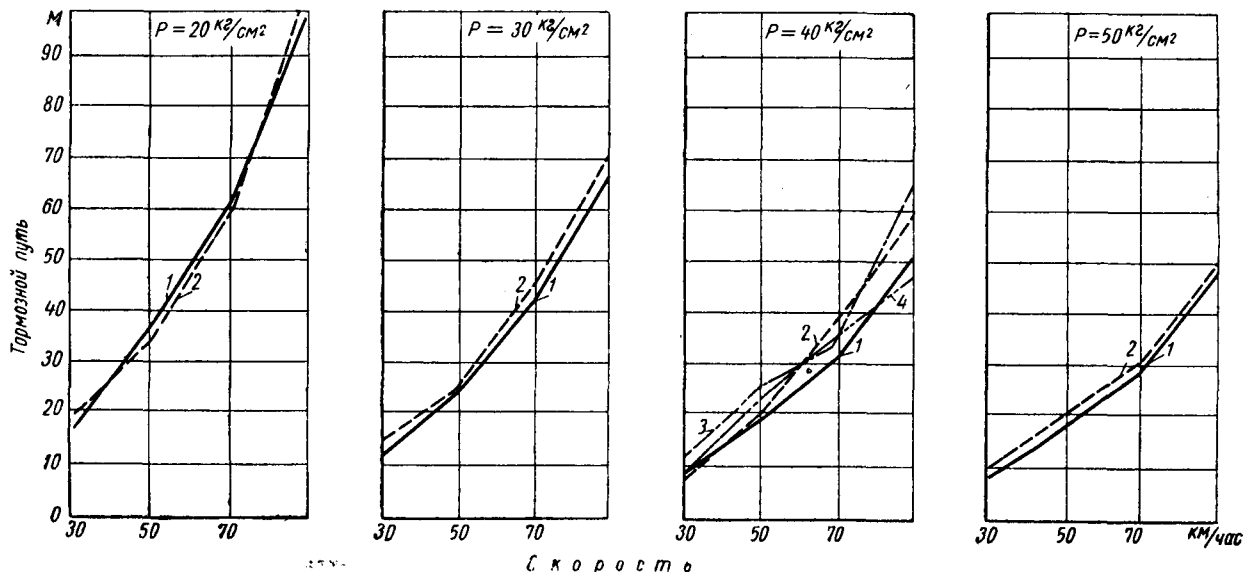


Рис. 2. Изменение тормозного пути в зависимости от скорости и давления при работе тормозных накладок из старого и нового материалов в тормозе автомобиля ГАЗ-13 «Чайка» по данным ВНИИАТИ ГХК СССР:

1 — до нагрева накладок из нового материала; 2 — до нагрева накладок из старого материала; 3 — после нагрева накладок из нового материала; 4 — после нагрева накладок из старого материала.

большой грузоподъемности, а также в автомобилях с пневматическими тормозами.

Расчет экономической эффективности нового материала. Данные для расчета эффективности приняты с учетом работы пружинных автомобилей ГАЗ-51 и легковых автомобилей М-20 «Победа». В комплект тормозных накладок одного автомобиля входят восемь накладок. Норма времени на смену комплекта накладок 10 нормо-часов. Стоимость смены комплекта накладок 3,5 руб. Некоторые расчетно-опытные данные приведены в табл. 5.

Таблица 5

Показатели	Накладки из материала	
	6КХ-1	ФК-24А
Срок службы комплекта автомобильных накладок до полного износа (в расчете на пробег автомобиля без смены элементов) в км	35 000	70 000
Необходимое количество накладок для автомобилей (в расчете на 200 тыс. км пробега автомобиля)	48	24
Простой в связи со сменой накладок на автомобилях) в расчете на 200 тыс. км пробега автомобиля) в нормо-часах	144	48
	60	30
	180	60

Примечание. В числителе указываются данные для новых, а в знаменателе — для старых автомобилей.

Калькуляция себестоимости 1000 автомобильных накладок в рублях приведена в табл. 6.

Все расчеты проведены в соответствии с объемом работ в народном хозяйстве СССР по плану 1965 г. Экономическая эффективность нового материала определяется комплексно, т. е. изменением затрат в сферах производства, применения и эксплуатации.

Таблица 6

Статьи затрат	Накладки из материала	
	6КХ-1	ФК-24А
Сырье и основные материалы	476,0	824,0
Зароботная плата (основная и дополнительная)	44,1	65,6
Цеховые расходы	188,0	225,0
Цеховая себестоимость	608,1	1114,6
Общезаводские расходы	20,0	44,0
Заводская себестоимость	628,1	1158,6
Внепроизводственные расходы	30,0	23,0
Полная себестоимость	658,1	1181,6
Накопления	81,9	98,9
Оптовая (отпускная) цена	740,0	1230,0

Изменение затрат в сфере производства. Для выполнения автомобильным парком намеченных на 1965 г. работ потребовалось бы изготовить 57 600 тыс. накладок из старого материала 6КХ-1.

Ярославский завод резинотехнических изделий может обеспечить в 1965 г. выпуск только 12 600 тыс. накладок, причем недостаток их составил бы $57\,600 - 12\,600 = 45\,000$ тыс. Это потребовало бы создания дополнительных производственных мощностей по выпуску накладок из старого материала, что соответствовало бы годовому объему производства (в оптовых ценах) в размере $45\,000 \times 0,74 = 33,3$ млн. руб. Таким образом, капитальные вложения, которые потребовались бы для создания дополнительных мощностей (с учетом продуктивности удельных капитальных затрат, составляющей в среднем по отрасли 1:2), достигнут 16,65 млн. руб.

В 1965 г. потребовалось бы изготовить 21 600 тыс. накладок из нового материала ФК-24А.

Тамбовский завод асбестотехнических изделий может обеспечить в 1965 г. выпуск только 6600 тыс. колодок, причем недостаток их составит $21\,600 - 6600 = 15\,000$ тыс. Это потребует создания дополнительных производственных мощностей по выпуску накладок из нового материала, что будет соответствовать годовому объему производства (в оптовых ценах) в размере $15\,000 \times 1,23 = 18,46$ млн. руб. Следовательно, капитальные вложения, которые потребуются для создания дополнительных мощностей, составят $\frac{18,46}{2} = 9,23$ млн. руб.

Следовательно, внедрение нового материала позволит получить экономию на капиталовложениях $16,65 - 9,23 = 7,42$ млн. руб.

Текущие расходы, связанные с производством накладок из старого материала (себестоимость годового выпуска), составляют $57\,600 \times 0,63 = 36,28$ млн. руб. Текущие расходы, связанные с производством накладок из нового материала, составляют $21\,600 \times 1,16 = 25,06$ млн. руб. Следовательно, переход на производство изделий из нового материала дает возможность сократить текущие расходы на производство в размере $36,28 - 25,06 = 11,22$ млн. руб.

Изменение затрат в сфере эксплуатации. Капитальные вложения в сфере эксплуатации представляют собой не что иное, как текущие расходы в сфере производства (исчисленные по годовому объему производства в оптовых ценах). Необходимые капитальные затраты автомобильного парка в случае приобретения накладок из старого материала составят $57\,600 \times 0,74 = 42,62$ млн. руб., а в случае приобретения накладок из нового материала — $21\,600 \times 1,2 = 26,57$ млн. руб. Следовательно, применение накладок из нового материала позволит сократить капитальные затраты, связанные с приобретением изделий, на $42,62 - 26,57 = 16,05$ млн. руб.

Текущие расходы при эксплуатации изделий из старого материала составляют 25,2 млн. руб. Текущие расходы, связанные с эксплуатацией изделий из нового материала, составляют 9,45 млн. руб. Таким образом, сокращение текущих расходов в результате применения изделий из нового материала составит $25,2 - 9,45 = 15,75$ млн. руб.

Экономическая эффективность нового материала при изготовлении из него автомобильных накладок характеризуется следующими показателями:

1) изменением затрат общественного труда в сфере производства фрикционных изделий (табл. 7);

Таблица 7

Показатели	Накладки из материала	
	6КХ-1	ФК-24А
Капитальные вложения для создания мощностей по изготовлению накладок в млн. руб.	16,65	9,23
Текущие расходы в производстве (себестоимость годового выпуска накладок) в млн. руб.	36,28	25,06

2) изменением затрат общественного труда в сфере эксплуатации фрикционных изделий (табл. 8);

Таблица 8

Показатели	Накладки из материала	
	6КХ-1	ФК-24А
Капитальные вложения потребителей (годовой объем производства накладок в оптовых ценах) в млн. руб.	42,62	26,57
Текущие (эксплуатационные) расходы потребителей в млн. руб.	25,20	9,45

3) изменением суммарных затрат общественного труда в сферах производства и эксплуатации фрикционных изделий в целом (табл. 9).

Кроме того, эффект в сфере перевозок (перемещения сырья, исходных материалов и готовых изделий из районов производства в места потребления) выражается сокращением грузовых перевозок сырья, полупродуктов и основных материалов на

Таблица 9

Показатели	Накладки из материала	
	6КХ-1	ФК-24А
Необходимые капитальные вложения в млн. руб.	59,27	35,80
Удельные капитальные вложения (на единицу годовой мощности по изготовлению накладок) в руб. на 1/м ³	320	50
Текущие (эксплуатационные) расходы в млн. руб.	25,20	9,45

$57\,600 \times 2,35 - 21\,600 \times 1,85 = 95,7$ тыс. т, сокращением грузовых перевозок готовых изделий в размере $(57\,600 \times 1,53 - 21\,600 \times 1,2) = 62,3$ тыс. т, что означает увеличение мощностей по грузообороту в сфере перевозок на $95,7 + 62,3 = 158,0$ тыс. т и что одновременно соответствует сокращению транспортных расходов на 1,09 млн. руб.

Как показывают расчеты, внедрение в народное хозяйство нового материала характеризуется значительной экономической эффективностью (сокращением необходимых капитальных вложений в 1,65 раза, удельных капиталовложений в 6,4 раза, текущих расходов при эксплуатации в 2,68 раз и т. д.), вследствие чего вопрос о сроке окупаемости необходимых капитальных вложений не возникает, так как отсутствуют какие-либо дополнительные капитальные вложения; более того, экономия на капитальных вложениях, нужных для создания мощностей по производству накладок, составляет 7,42 млн. руб., а ежегодная экономия в народном хозяйстве достигает примерно 60,0 млн. руб.

Состояние производственной базы по изготовлению изделий из нового материала и перспективы ее дальнейшего развития. Еще в 1955—1956 гг. была предусмотрена организация массового производства изделий из нового материала на Тамбовском и Ярославском заводах резинотехнических и асбестовых изделий. Опытный выпуск накладок из нового материала для автомобильной промышленности начался только на Тамбовском заводе асбестотехнических изделий лишь в конце 1959 г., причем в таких количествах, которые не обеспечивают даже и тысячной доли потребности народного хозяйства в изделиях из нового материала. В настоящее время завод изготавливает в единичных количествах автомобильные накладки только для автомобилей ГАЗ-51; намечено изготовление пресс-форм для формования накладок к автомобилю ЗИЛ-150.

О дефиците, ощущаемом народным хозяйством в изделиях из нового материала, можно судить по следующим данным: при фактической мощности Тамбовского завода в 1960 г. примерно 2000 тыс. изделий реальная потребность в них составляет 7000 тыс. шт. В то же время Тамбовский, Ярославский, Ленинградский, Свердловский и Егорьевский заводы резинотехнических и асбестовых изделий продолжают изготавливать в больших количествах фрикционные изделия из старых материалов.

При этом пока в народнохозяйственном плане на 1965 г. в общем выпуске фрикционных накладок изготовление изделий из нового материала в автомобильной промышленности не предусмотрено, несмотря на значительную экономичность и перспективность развития его производства и применения в автомобилестроении.

Итак, внедрение в народное хозяйство нового материала позволит осуществить дальнейший технический прогресс в автомобильной промышленности и получить значительный народнохозяйственный эффект.

Надо надеяться, что в ближайшие годы развитие химии полимеров обеспечит и правильное решение важной народнохозяйственной проблемы расширения производства и применения нового экономичного фрикционного материала для автомобилестроения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крагельский И. В., О критериях износа материалов, ДАН СССР, т. 129, № 5, Изд. АН СССР 1959.
2. Чичинадзе А. В., Трояновская Г. И., Коэффициент трения и износ фрикционных пар, сб. «Передовой научно-технический опыт ВИНТИ», Изд. АН СССР, 1957.
3. Гудченко В. М., Петрунин А. М., Трение чугуна и пластмасс, сб. «Повышение эффективности тормозных устройств», Изд. АН СССР, 1959.
4. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений и новой техники в народном хозяйстве СССР, АН СССР, Госпланиздат, 1960.
5. Сб. «Экономическая эффективность капитальных вложений и новой техники в народном хозяйстве СССР», Соцгиз, 1959.

Принципы автоматизации термической обработки металлов в автомобильной промышленности

А. П. ЕРОХИН
Гипроавтопром

ПО СЕМИЛЕТНЕМУ плану развития народного хозяйства СССР предусматривается внедрение в машиностроении нескольких сот автоматических линий, значительная часть которых относится к автомобильной промышленности. Во многих из этих линий встраиваются участки термической обработки деталей.

Одно из наиболее важных условий автоматизации технологических процессов — это массовость программы выпуска, которой отличается автомобильное производство. Массовость программы выпуска дает наибольшую эффективность автоматизации: затраты на устройства механизации и автоматизации окупаются, как правило, в сравнительно короткие сроки.

Одним из принципиальных положений автоматизации технологических процессов является тесная связь механизации и автоматизации процессов термической обработки. Наряду с усовершенствованием основного содержания процессов термической обработки механизация их представляет первый этап в усовершенствовании производства.

При такой организации производства работа обслуживающего персонала заключается в управлении механизмами и приборами контроля и регулирования технологического процесса.

В дальнейшей стадии усовершенствования производства применяется автоматическое управление механизмами и автоматическое регулирование температурного режима; функции обслуживающего персонала при этом сводятся лишь к наблюдению за действием механизмов и приборов.

Ниже приведена структурная схема автоматизации процесса термической обработки. Из этой схемы следует, что в автоматизированной технологии термической обработки тепловые процессы и процессы перемещения деталей и вспомогательных устройств непосредственно не связаны между собой и действуют параллельно. Независимо также контролируются и авто-

матически регулируются состав и давление атмосферы в рабочем пространстве — условия, не обязательные для всех процессов термической обработки. Схема дается в последовательности осуществления комплексно автоматизированного процесса:

механизация — контроль, затем автоматическое управление механизмами — автоматическое регулирование тепловым процессом. В схеме предусматривается как механизация и автоматизация собственно термического оборудования (если имеются в виду только термические агрегаты), так и механизация цехового транспорта при комплексно автоматизированном термическом цехе.

Большое принципиальное значение для автоматизации процессов термической обработки имеет применение одного из двух основных методов: периодического действия или непрерывного действия.

Первый метод характеризуется в основном непостоянством температурных условий в рабочем пространстве, затратой времени на загрузочно-разгрузочные операции, потерями тепла на аккумуляцию футеровкой рабочего пространства печей.

Метод непрерывного действия отличается постоянством температуры во всех зонах процесса, процесс не прерывается на загрузку—разгрузку деталей, в результате чего отсутствуют тепловые потери на эти операции.

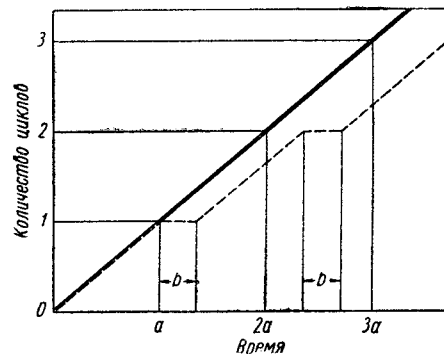


Рис. 1. Динамика методов периодического и непрерывного действия.

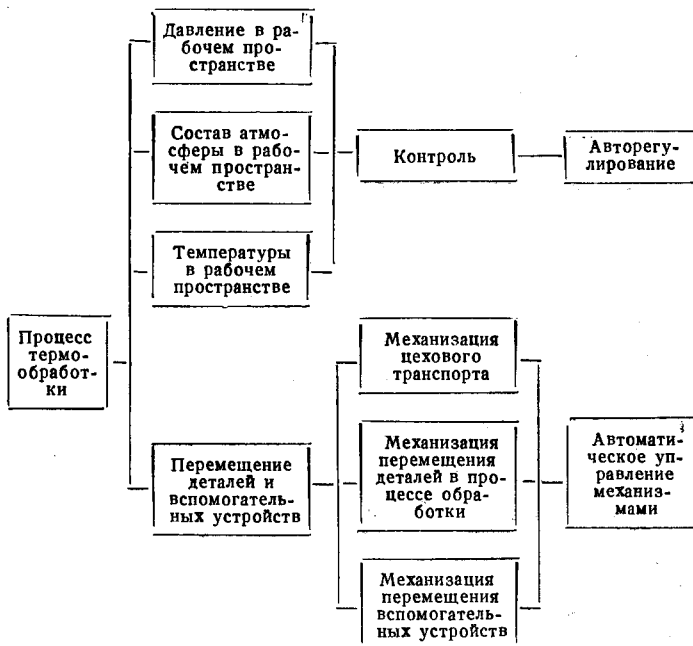
На рис. 1 дан сравнительный график методов периодического и непрерывного действия, характеризующий их со стороны динамики процесса термообработки.

Перерывы процесса при осуществлении его периодическим методом вызывают потери времени b в каждом цикле. Процесс периодического действия показан на графике штриховой линией, непрерывный процесс — сплошной линией.

При обозначениях, принятых на графике, производительность при непрерывном процессе термической обработки в сравнении с производительностью при периодическом процессе, выраженная в циклах, определяется так: $P_1 = P_2 + \frac{b}{a}$ циклов, т. е. производительность при непрерывном процессе всегда выше производительности при периодическом процессе в случае прочих равных условий.

Сравнительная теплотехническая характеристика процессов при периодическом и непрерывном действии дана на рис. 2.

Для сравнения взяты режимы отжига ковкого чугуна методами периодического и непрерывного действия. В этом случае наиболее резко определяется разница в получаемых результатах, так как сокращение общего времени цикла отжига в непрерывном процессе достигается дополнительно за счет интенсификации процесса графитизации чугуна при ускорении процесса нагрева. Как видно из рис. 2, все стадии процесса при непрерывном методе протекают значительно быстрее, стадия e_1 загрузочно-разгрузочных операций относится только к пери-



матически регулируются состав и давление атмосферы в рабочем пространстве — условия, не обязательные для всех процессов термической обработки. Схема дается в последовательности осуществления комплексно автоматизированного процес-

одическому процессу. Практически при непрерывном методе отжига ковкого чугуна достигается сокращение продолжительности режима почти в 2 раза, т. е.

$$a_1 + b_1 + c_1 + d_1 > 2(a + b + c + d).$$

Естественно, что в случае более продолжительного времени процесса при периодическом методе наблюдается повышенный

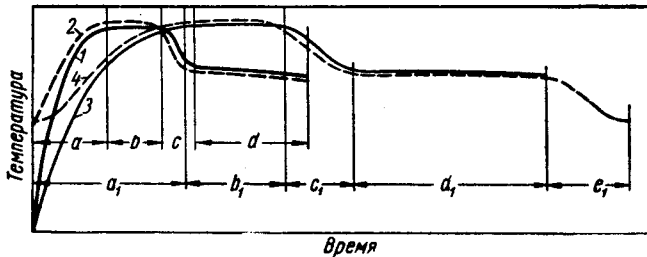


Рис. 2. Температурные условия методов непрерывного и периодического действия:

1 — кривая режима при непрерывном методе; 2 — кривая температур при непрерывном методе; 3 — кривая режима при периодическом методе; 4 — кривая температуры при периодическом методе.

расход тепла. Кривая 4 (рис. 2) температуры рабочего пространства печи для отжига определяет изменение температуры в течение процесса и, в частности, понижение ее от максимального значения в стадии d_1 до минимального значения в стадии e_1 . Это понижение температуры определяет дополнительный расход тепла на аккумуляцию футеровки печи, так как при повторении цикла температура рабочего пространства должна снова повышаться в стадии d_1 до максимального значения.

Приведенная характеристика периодического процесса может быть отнесена к электродным электропечам, еще применяющимся на отечественных автозаводах.

В непрерывном процессе температурная кривая 2 относится к различным зонам рабочего пространства, в которых температура остается постоянной и, следовательно, расход на аккумуляцию тепла футеровкой, неизбежный в периодическом процессе, здесь исключается. На практике в непрерывном процессе отжига расходуется тепла на 30—50% меньше, чем в периодическом.

Приведенными основными характеристиками не исчерпываются преимущества непрерывного метода в сравнении с периодическим. При непрерывном методе получается большая однородность результатов и более высокое качество обработки. В автоматических линиях технологический процесс организуется исключительно по непрерывному методу.

Различие в процессах периодического и непрерывного действия определяет и различие в методах их осуществления и в объеме механизации и автоматизации.

Периодический процесс применяется преимущественно в серийном, мелкосерийном и индивидуальном производствах, в которых для создания непрерывности не всегда имеются соответствующие условия. В этих производствах или нет массовости программы выпуска, или изделия, подлежащие обработке, имеют значительные размеры, вследствие чего требуется слишком громоздкое оборудование для непрерывного процесса, если даже программа выпуска изделий относительно большая.

Механизация периодического процесса решается различными средствами в зависимости от металлургических условий термической обработки, размеров деталей, производительности оборудования. Для периодического процесса применяются печи с выдвигаемым подом, большое пространство имеют шахтные печи, колпачковые печи, камерные с различными загрузочно-разгрузочными механизмами (манипуляторами), печи с транспортерами, специальные агрегаты карусельного типа для термообработки труб и другие типы оборудования.

Для того чтобы сократить продолжительность загрузки-разгрузки оборудования при периодическом процессе, а также снизить потери тепла на аккумуляцию кладки рабочего пространства печей, применяется способ дублирования или рабочего пространства, или садки. Типичным примером дублирования садки является печь с двумя выдвигаемыми тележками с двух сторон. При этом конструктивным решением получается значительная экономия времени для загрузки-разгрузки печи, но остаются потери тепла на аккумуляцию кладки печи. В случае установки колпачковых печей с несколькими стендами достигается экономия тепла аккумуляции и времени на загрузочно-разгрузочные операции, однако те и другие потери все же остаются.

В механизации и автоматизации непрерывного процесса можно рассматривать три основные определяющие условия: 1) перемещение деталей в процессе обработки навалом; 2) перемещение деталей на поддонах при их неизменном положении и 3) индивидуальное перемещение каждой детали. На рис. 3 дана схема вариантов механизации по каждому из трех условий.

В варианте *a* механизация перемещения деталей достигается применением конвейеров панцирного типа на всех операциях обработки, а между операциями — сбрасыванием деталей с одного конвейера на другой. В варианте *b* предусматривается перемещение деталей на поддонах через первую печь посредством толкателя. Механизм типа штангового транспортера применяется для разгрузки первой печи, перемещения поддонов с деталями через моечную машину и проталкивания через вторую печь, подъемник закалочного бака и разгрузочный механизм второй печи. В варианте *в* детали в печи для нагрева

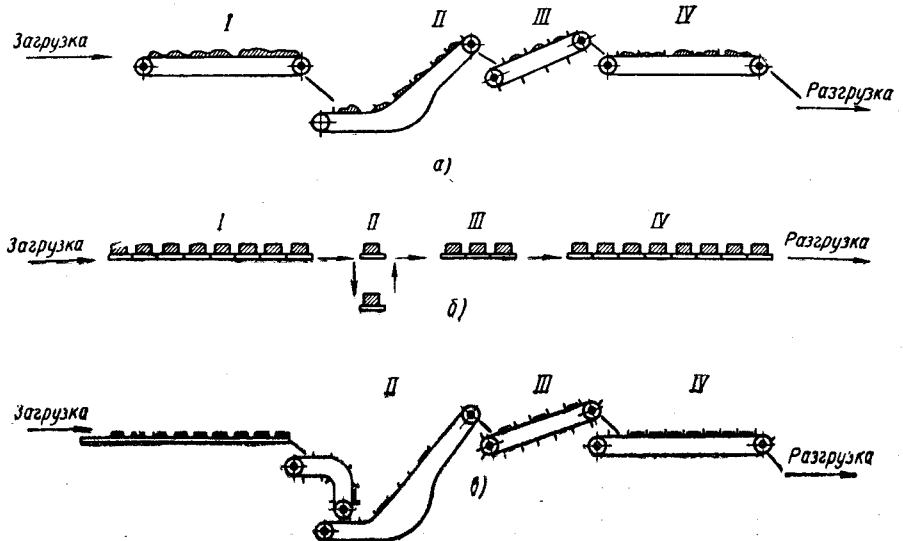


Рис. 3. Механизация и автоматизация перемещения деталей в непрерывном процессе термообработки:

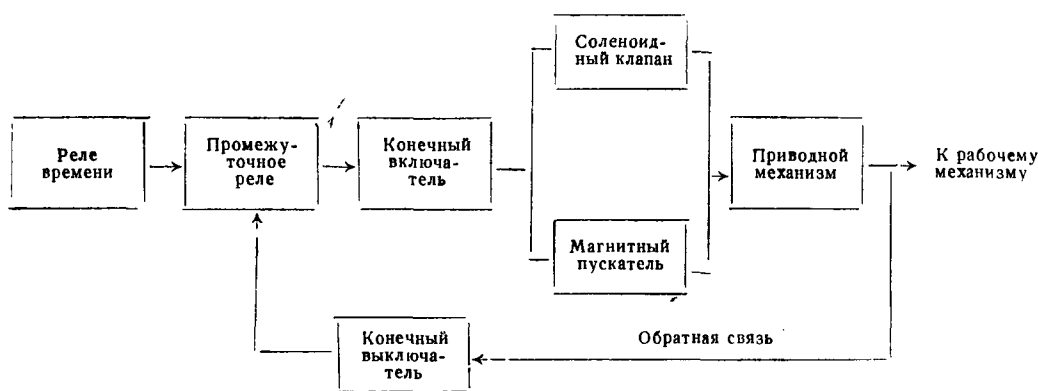
I — зона нагрева под закалку; II — зона охлаждения; III — зона мойки; IV — зона отпуска.

под закалку перемещаются на шагающих балках, с которых в конце печи сбрасываются на быстроходный цепной транспортер с пальцами, перемещающий детали в закалочный масляный бак. С этого транспортера детали падают на подобный же транспортер, выносящий их из бака, и сбрасываются на конвейер моечной машины. После мойки детали поступают на цепной транспортер отпускной печи.

Следует отметить, что вариант механизации *a* является также полностью автоматизированным вариантом: конвейеры во всех операциях агрегата, синхронно настроенные на заданную скорость, не требуют дополнительно каких-либо устройств для автоматического управления, т. е. в данном случае посредством механизации достигается полная автоматизация перемещения деталей.

Для автоматизации вариантов *b* и *в* необходима синхронизация последовательности действия механизмов перемещения деталей и вспомогательных устройств.

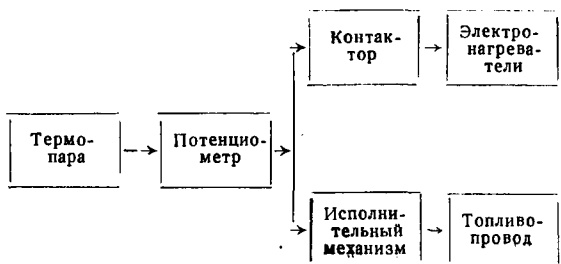
В зависимости от вида приводов механизмов, в автоматике управления имеются различия, но схемы имеют общую принципиальную структуру, приведенную ниже.



Аналогично осуществляется автоматизация управления механизмами при периодическом процессе.

Полная автоматизация процесса термической обработки достигается введением автоматизации управления механизмами и регулирования температурного режима.

В зависимости от вида энергоносителя (электроэнергия, мазут, газ и др.) в устройствах для авторегулирования температурного режима имеются некоторые различия (см. схему, помещенную ниже).



Для автоматизации процесса термообработки дополнительно механизмируются цеховой транспорт, подача деталей в цех, загрузка и разгрузка оборудования, транспортировка деталей из цеха.

На рис. 4 приведена схема одного из пролетов автоматизированного термического цеха. Детали, подлежащие термообработке, поступают в цех посредством толкающего кон-

вейера с автоматическим адресованием. В месте доставки к термическим агрегатам детали автоматически поступают в загрузочные механизмы печей. Аналогично, но в обратном порядке, детали перемещаются после термообработки.

Автоматическое управление механизмами этого цеха достигается посредством общей схемы автоматизации, связывающей оборудование для термической обработки и цехового транспорта (толкающих конвейеров).

Внедрение автоматизации процессов термической обработки металлов в автомобильной

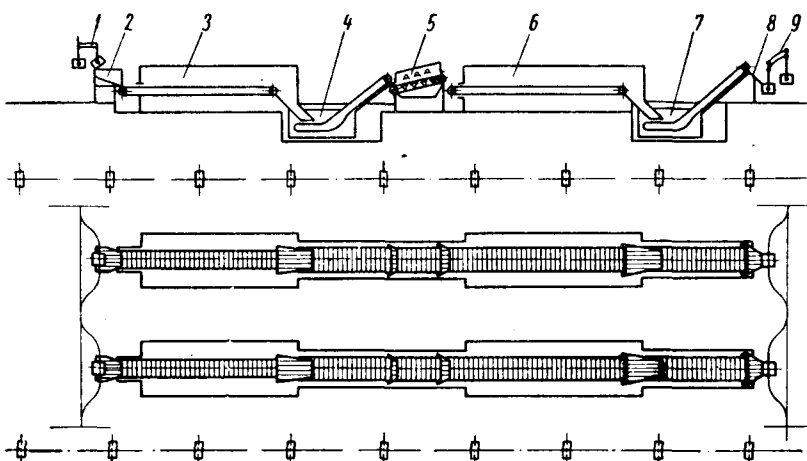


Рис. 4. Схема одного из пролетов автоматизированного термического цеха: 1 — толкающий конвейер; 2 — загрузочный бункер; 3 — печь для нагрева под закалку; 4 — закалочный бак; 5 — моечная машина; 6 — печь для отпуска; 7 — бак для охлаждения деталей после отпуска; 8 — разгрузочный лоток; 9 — толкающий конвейер.

промышленности дает повышение производительности труда в 2—5 раз, улучшает качество выпускаемых деталей и машин, облегчает условия труда.

Рациональные жидкие карбюризаторы и цианизаторы для химико-термической обработки

Н. М. СЕРГЕЕВА, канд. техн. наук А. Т. КАЛИНИН, А. Я. НОВИКОВА

НИИТАвтопром

В НИИТАВТОПРОМЕ были проведены работы по изысканию оптимальных составов жидких карбюризаторов и цианизаторов для внедрения их на заводах автомобильной промышленности в качестве карбюризаторов для газовой цементации и нитроцементации.

Метод газовой цементации жидкими карбюризаторами очень прост и широко применяется в автомобильной промышленности. Процесс цементации с получением цементирующего газа из жидкого карбюризатора применяется не только в шахтных, но и в методических печах. Но, несмотря на столь широкое применение, до сих пор не обращалось внимания на соответствие жидких карбюризаторов (керосина, бензола, пиробензола) современным требованиям газовой цементации и газового цианирования.

Основным недостатком этих карбюризаторов является значительное образование сажи и кокса, которое замедляет процесс науглероживания, приводит к неравномерной цементации

и пятнистой закалке, резко уменьшает теплопроводность стенок муфельей, что приводит к их перегреву и преждевременному выходу из строя. Вследствие выделения сажи при использовании жидких карбюризаторов нельзя применять их в безмуфельных печах, а также осуществлять регулируемый процесс по содержанию углерода в слое.

Теоретически и экспериментально было доказано, что наименьшее количество сажи выделяется при разложении парафиновых углеводородов, а наибольшее — при разложении ароматических.

Таким образом, оптимальный карбюризатор должен полностью или в предельной степени состоять из парафиновых углеводородов.

На основе этого вывода НИИТАвтопромом совместно с Московским нефтяным институтом был предложен новый карбюризатор — синтин.

Применение синтина, состоящего почти целиком из парафиновых углеводородов, полностью подтвердило правильность этого первого вывода. Наибольший эффект получен в случае применения синтина в методических печах — на 75% уменьшается образование сажи, на 25% повышается производительность оборудования и увеличивается срок службы муфельей.

Синтию широко применяется на автомобильных и тракторных заводах.

Следовательно, при определении оптимального состава карбюризатора необходимо соблюдать принцип выбора последнего по его строению.

Несмотря на то, что использование синтина при цементации резко снижает образование сажи, полностью его не исключают.

Чтобы совершенно исключить образование сажи, необходимо в составе карбюризатора иметь элемент, который связывал бы избыточный углерод и переводил его в газовую фазу CO. Таким элементом является кислород.

Однако, если кислород вводится в печь в молекулярном состоянии (кислород воздуха), скорость взаимодействия углерода с ним недостаточна для того, чтобы полностью уничтожить образование сажи, не нарушая самого процесса цементации. Известно, что скорость реакции значительно возрастает, если взаимодействующие элементы находятся в атомарном состоянии. Было сделано предположение, что для обеспечения полноты реакции сгорания углерода до CO, необходимо, чтобы при термическом разложении карбюризатора наряду с атомарным углеродом выделялся и атомарный кислород.

Таким образом, был сделан второй важный теоретический вывод: бессажистый карбюризатор, помимо ациклического строения, должен либо содержать кислород, либо представлять собой однородную смесь углеводородов с кислородо-содержащими жидкостями.

Практическим результатом явилось предложение использовать спирты в качестве бессажистых жидких карбюризаторов.

Применение спиртов как карбюризаторов полностью подтвердило правильность сделанного предложения.

На Ярославском моторном заводе успешно опробована смесь бутилового и изобутилового спирта для создания защитной атмосферы при отжиге ковкого чугуна в электрических безмуфельных печах.

Дальнейшие работы по изысканию рационального состава жидкого карбюризатора показали, что углеродный потенциал атмосферы, образующейся при разложении карбюризатора, содержащего кислород, зависит от количественного соотношения между углеродом и кислородом в карбюризаторе.

На рис. 1 даны результаты постоянного анализа образцов из сталей: 20 (а), У8 (б), 45 (в), цементованных двумя карбюризаторами с различным соотношением между углеродом и кислородом (сплошные линии — карбюризатор

затвор $\frac{C}{O} = 1,5$, штриховые — карбюризатор

с различным соотношением углерода и кислорода образуют атмосферы с различным углеродным потенциалом.

Таким образом, применяя в качестве карбюризаторов жидкости, содержащие кислород, можно не только осуществить бессажистый процесс, но и создавать карбюризаторы, которые при пиролизе дают атмосферы с различным углеродным потенциалом, т. е. осуществлять регулируемый процесс цементации.

В качестве карбюризаторов в зависимости от требований к углеродному потенциалу могут применяться спирты, их смеси и смеси спиртов с водой.

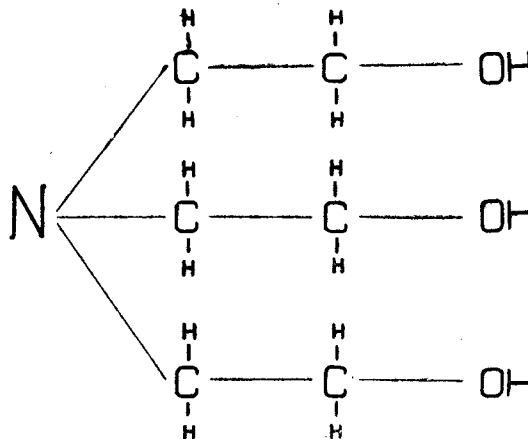
На основе разработанных теоретических предпосылок для

конструирования состава бессажистых карбюризаторов были выполнены работы в области изыскания жидких цианизаторов, т. е. жидкостей, которые при пиролизе в печах могли бы выделять активные атомы углерода и азота.

Все принципиальные положения, установленные при исследовании жидких карбюризаторов, остаются в силе и при выборе цианизаторов. Дополнительным требованием является лишь наличие вещества, выделяющего при термическом разложении атомарный азот.

Были проведены испытания большой группы жидкостей, представляющих собой смеси спиртов с соединениями, содержащими азот (пиридин, анилин), и веществ, содержащих азот, углерод и кислород (триэтанолламин, нитробензол, формамид и др.).

В результате экспериментально-исследовательской работы установлено, что наилучшим цианизатором является триэтанолламин, который имеет строение парафиновых углеводородов, содержит углерод и азот для образования цианированного слоя, а также кислород для связывания избыточного углерода и предотвращения образования сажи. Триэтанолламин не горит и не взрывается, не ядовит и не выделяет при хранении вредных паров. Стоимость триэтанолламина сравнительно невелика (1 т — 240 руб.). Ниже приведена его структурная формула.



Технология применения триэтанолламина в качестве цианизатора имеет некоторые особенности.

Триэтанолламин — густая и термически нестойкая жидкость, которая при температуре 200—300° не испаряется, а разлагается, образуя смолообразные поганы. Во избежание этого не рекомендуется подавать его в печь через капельницу, а применять трубку, охлаждаемую водой.

Подача триэтанолламина производится с помощью насоса (рис. 2).

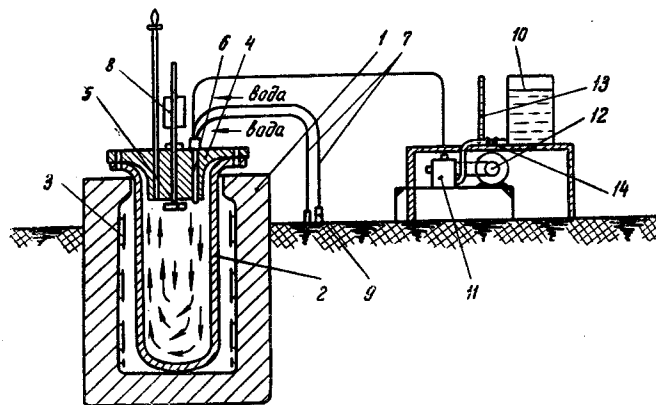


Рис. 2. Схема печи и установки для подачи триэтанолламина в печь:

1 — корпус печи; 2 — муфель печи; 3 — нагреватели; 4 — крышка печи; 5 — вентилятор; 6 — труба, подающая триэтанолламин в печь; 7 — шланги для охлаждения трубки водой; 8 — двигатель вентилятора; 9 — подвод проточной воды; 10 — бакоч для триэтанолламина; 11 — топливный насос; 12 — двигатель к насосу; 13 — мерное стекло; 14 — вентиль.

Процесс цианирования в шахтных печах осуществляется следующим образом: в печь, нагретую до необходимой температуры, загружаются и соответствующим приспособлениями детали, закрывается крышка и после небольшой выдержки (5—10 мин.) включается насос, подающий триэтанолламин с определенным расходом. После выдержки, величина которой зависит от требуемой глубины слоя и подбирается опытным путем, насос отключается, открывается крышка печи и детали извлекаются из нее для закалки или спокойного охлаждения.

Были проведены испытания триэтанолламина при температурах 850, 950 и 1050° в лабораторных и промышленных условиях. Результаты испытаний по глубине слоя и концентрации углерода и азота в слое приведены в таблице.

Температура в °С	Глубина слоя в мм	Продолжительность процесса в час.	Концентрация углерода в слое в %	Концентрация азота в слое в %
850	0,18—0,3	2—2,5	0,8—0,9	0,5—0,7
950	1,5—2,0	9—11	0,8—1,0	До 0,2
1050	1,5—2,0	4	0,7—0,9	До 0,14

Из таблицы видно, что триэтанолламин является очень активным цианизатором и карбюризатором и может применяться как для газового цианирования, так и для газовой цементации.

Применение триэтанолламина в качестве цианизатора и карбюризатора не вызывает выделений сажи, что позволяет применять его в безмуфельных печах с открытыми электронагревателями.

После обработки деталей в печи без предварительного соприкосновения с воздухом они получаются светлыми и не требуют операций очистки.

Для получения упрочненного слоя определенной глубины важно установить момент начала его образования с тем, чтобы правильно определить продолжительность выдержки деталей в атмосфере. Это особенно важно для получения неглубоких слоев (0,15—0,3 мм), образование которых с момента восстановления цементующей или цианирующей атмосферы протекает за короткое время.

Началом образования слоя принято считать момент достижения заданной температуры. Однако установлено, что при использовании кислородосодержащих карбюризаторов восстановление атмосферы после загрузки происходит медленнее, чем прогрев деталей до рабочей температуры, так как количество углерода, вносимого карбюризатором, недостаточно для быстрого взаимодействия с кислородом воздуха.

Кроме того, диффузия азота в сталь начинается раньше, чем восстанавливается атмосфера и начинается диффузия углерода, поэтому при недостаточной выдержке деталей в печи может быть получен некачественный слой, содержащий азот, но не содержащий углерода.

Таким образом, установление начала образования слоя становится совершенно необходимым для получения слоя определенной глубины с нормальной концентрацией углерода.

Контроль за процессом можно вести по составу отходящего газа (рис. 3).

Исследование зависимости цементующей способности атмосферы от состава отходящих газов показало, что способность цианирующей атмосферы насыщать сталь углеродом зависит от содержания CO_2 в отходящем газе. При этом каждой температуре соответствует свое определенное содержание CO_2 в газе, при котором начинается диффузия углерода в сталь. Так, для температуры 900° содержание CO_2 состав-

ляет 1%, для температуры 850° — около 4%, для температуры 800° — 9%.

Определение CO_2 в отходящем газе дает возможность установить начало процесса насыщения поверхности углеродом и регулировать процесс по глубине цианируемого слоя.

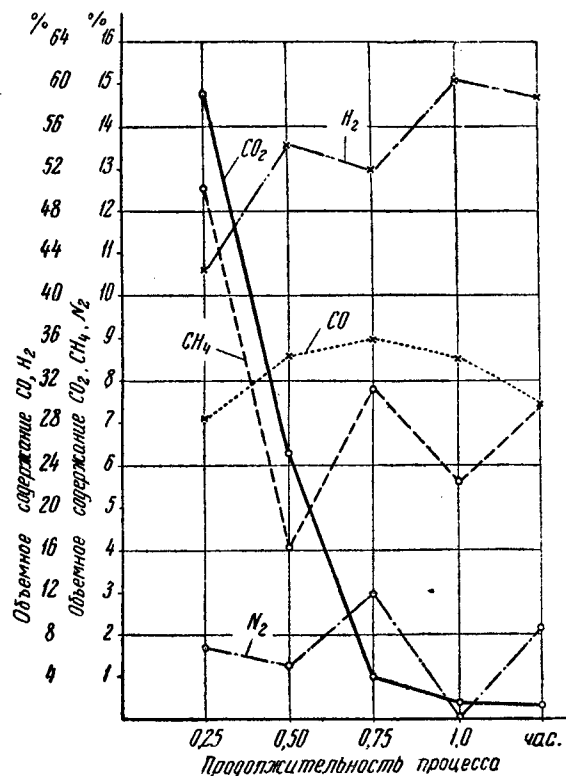


Рис. 3. Изменение состава газа в процессе цианирования.

Однако установить зависимость между составом газа и способностью атмосферы насыщать сталь азотом еще не удалось.

На основании результатов работы по изысканию рационального состава жидких цианизаторов и карбюризаторов рекомендуется использовать триэтанолламин для широкого внедрения в термических цехах автозаводов в качестве принципиально нового цианизатора и карбюризатора.

В настоящее время триэтанолламин применяется как цианизатор для процессов газового цианирования при температуре 850—900° на Московском заводе малолитражных автомобилей, на Московском карбюраторном заводе, на Черниговском заводе автомобильных шестерен и других заводах.

Внедрение процесса газового цианирования с применением триэтанолламина вместо жидкостного цианирования дает экономии в 22 руб. на 1 т изделий.

Триэтанолламин внедряется и на заводах подшипниковой промышленности как цианизатор для низкотемпературного цианирования (550—600°).

ЛИТЕРАТУРА

1. Чичибабин А. Е., Основные начала органической химии, ч. I и II, Гостехиздат, 1954.
2. Наметкин С. С., Химия нефти, Изд-во АН СССР, 1955.
3. Гольдберг, «Металлургия» № 339, январь, 1957.

Выталкивающие устройства на кривошипных горячештамповочных прессах

Е. Н. ЕРМОЛАЕВ, В. К. ЧЕСНОКОВ, Ю. П. ВОЛИК

НИИТАвтомпром

СУЩЕСТВУЮЩИЕ в настоящее время системы выталкивающих устройств на кривошипных горячештамповочных прессах, установленных на отечественных заводах автомобильной промышленности, не отвечают всем требованиям технологии штамповки разнообразных по конструкции поковок автомобилей.

У большинства прессов как сверху, так и внизу предусмотрено только одно центральное выталкивание.

Некоторые прессы изготавливаются со специальной системой выталкивания, работающей одновременно на две или даже

три точки и имеющей большую величину толкания, дающего возможность производить выдавливание в глубоком контейнере.

Верхние выталкивающие устройства. На рис. 1 приведена типичная конструкция верхнего выталкивающего устройства, широко применяемая в кривошипных ковочно-штамповочных прессах отечественного производства, а также в прессах 1500 и 2500 т, поставляемых из Чехословацкой социалистической республики. Эта конструкция, а также ее разновидности описаны в отечественной литературе.

Недостаток ее заключается в следующем. Толкатель, представляющий собой гладкий стержень, не укреплен в прессе и выпадает из ползуна. Установка его при наладке штампа неудобна и опасна, а также связана с риском поломки штампа или прессы и может привести к несчастному случаю.

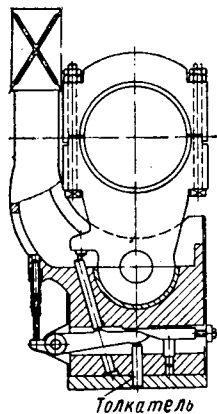


Рис. 1. Верхний выталкиватель прессы с толкателем от шпильки.

Кроме того, если штамп допускает ход толкателя меньше максимального, то трудно определить после регулировки клином, какое положение занял толкатель. Ошибки наладчиков могут привести к аварии, так как система устройства жесткая.

Наиболее приемлемая конструкция верхнего выталкивающего устройства изображена на рис. 2.

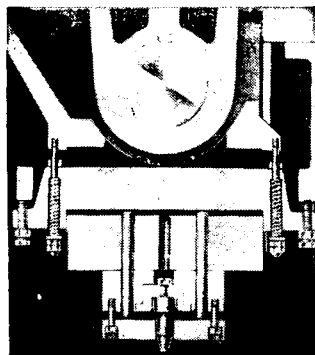


Рис. 2. Верхний толкатель прессы, работающий с помощью коромысла.

Ввиду того что дальнейшее движение коромысла ограничивается упором и болтами, а ползун продолжает двигаться вверх, толкатель упирается в коромысло и передает движение на выталкивающую систему штампа.

Собственный вес поковки облегчает ее выталкивание из верхней половины штампа и затрудняет выталкивание из нижней половины. Операции выдавливания чаще всего осу-

ществляются в нижней половине штампа. Эти обстоятельства создают повышенные требования к конструкции нижнего выталкивателя — необходимость большого хода выталкивания и необходимость обеспечения паузы при верхнем положении выталкивателя для удобства захвата поковок.

Нижние выталкивающие устройства. Эти устройства имеют значительное разнообразие конструкций. Разделяются они на механические, пневматические, гидравлические, специальные и комбинированные.

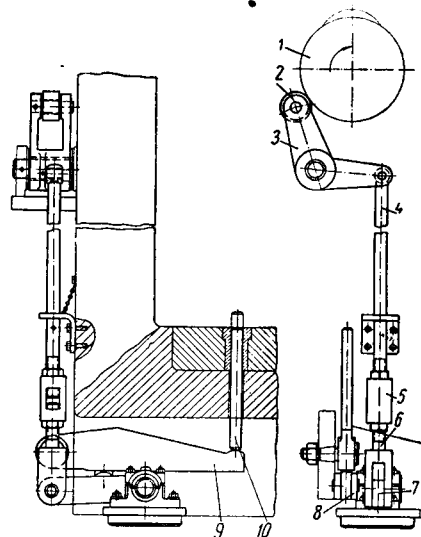


Рис. 3. Нижний толкатель прессы.

На рис. 3 показана конструкция нижнего выталкивающего устройства механического типа. На главном валу прессы укреплен эксцентрик 1, на котором предусмотрен кулак, приводящий в движение ролик 2, укрепленный на двухплечем рычаге 3. Этот рычаг вторым концом шарнирно соединен с тягой 4. Движение передается через кулак, двухплечий рычаг, тягу 4, регулятор 5 и малую тягу 6 на рычаг 7.

Рычаг 7 передает движение рычагу 8, который поднимает через поворачивающийся на оси рычаг 9 толкатель прессы 10.

С помощью регулятора 5 можно, удлиняя или укорачивая тягу, регулировать величину хода толкателя.

Удаление поковки из штампа заканчивается тогда, когда эксцентрик пройдет своей выступающей частью через ролик.

Эксцентрик, укрепленный на валу, может регулироваться, в результате чего момент выталкивания поковки в зависимости от положения ползуна прессы задается заранее в связи с возникающими технологическими требованиями.

Системы нижних выталкивающих устройств, показанные на рис. 4, а и б, принципиально отличаются от данной системы конструкцией нижних рычагов, приводящих в движение толкатель прессы.

В конструкции, изображенной на рис. 4, а, регулятором величины выхода толкателя над столом прессы является эксцентрик, расположенный в правой части большого рычага. На выступе левой части этого рычага предусмотрено отверстие, к которому можно прикреплять пневматический или гидравлический цилиндр, дающий возможность увеличивать ход толкателя.

Пневмо- или гидроцилиндр монтируется в приямке фундамента прессы.

Наиболее простая конструкция системы нижнего выталкивателя показана на рис. 4, б. Она представляет собой ось, на которой с помощью шпонок укреплены малый рычаг, соединяющийся с малой тягой, и кулак.

Движение передается от тяг через малый рычаг кулаку, поднимающему главный рычаг, непосредственно действующий на толкатель прессы.

Данная конструкция проста в работе и в обслуживании, удобна для регулирования.

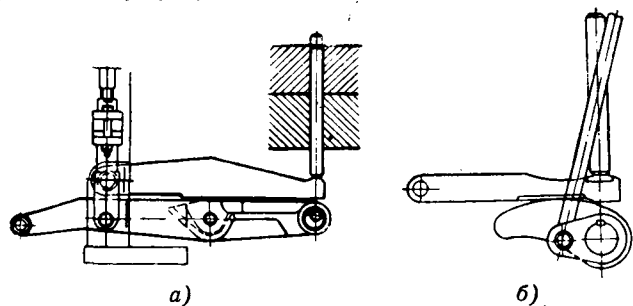


Рис. 4. Нижний толкатель прессы с удлиненным рычагом для пневмоцилиндра и схема системы нижнего толкателя прессы.

Рассмотренные выше конструкции нижних выталкивающих устройств имели один расположенный в центре прессы толкатель.

На рис. 5 показана схема механического выталкивающего устройства, имеющего три толкателя.

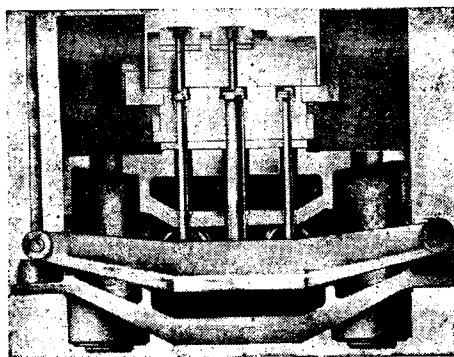


Рис. 5. Механическая система нижнего толкателя на три точки.

Плита прессы при таком устройстве перемещается вверх и вниз под воздействием клина, на котором она установлена. Клин имеет три удлиненных отверстия, позволяющих ему перемещаться, несмотря на наличие толкателей.

Толкатели прессы в данной конструкции расположены на равном расстоянии от центра стола и проходят через направляющие втулки, скользящие в удлиненных отверстиях стола. Эти толкатели нижней частью дополнительно фиксируются во втулках, установленных в станине прессы, и опираются на рычаг.

Последний одним концом вращается на оси, укрепленной в станине прессы, к другому концу прикреплена тяга, при движении которой вверх рычаг перемещает толкатели.

Такая конструкция дает различные величины ходов толкателей: у правого толкателя меньшая, у левого — большая.

Во многих случаях различная величина хода толкателей по ручьям удовлетворяет требованиям изготовления поковки. Для получения одинаковой величины выступа толкателей в верхнем положении над плоскостью стола применяют толкатели разной длины.

Пневматические выталкивающие устройства изготавливаются только для нижних толкателей. Такое устройство, предназначенное для прессы универсального назначения, изображено на рис. 6.

Под действием сжатого воздуха шток 1 через ролик 2 действует на рычаг 3, укрепленный на эксцентрике 4. На нижней части рычага 3 установлен качающийся солдатик 5, передающий движение большому рычагу 6, укрепленному одним концом в станине прессы. На рычаге 6 установлена сменная прокладка 7, изготовленная из твердой стали. Через эту прокладку рычаг 6 передает движение на толкатель 8.

На станине прессы установлены выведенные на боковую поверхность две звездочки 9 и 10. Одна из них сидит на оси,

укрепленной к станине, а другая установлена на ось эксцентрика 4. Звездочки 9 и 10 соединены между собой цепью.

При необходимости регулировки положения толкателя над плоскостью стола прессы, верхнюю звездочку 9 вращают в ту или иную сторону, движение посредством цепи передается на звездочку 10, которая вращает эксцентрик 4. Движение от эксцентрика передается на рычаг 3, а от него через солдатик 5 — на большой рычаг 6 и толкатель 8.

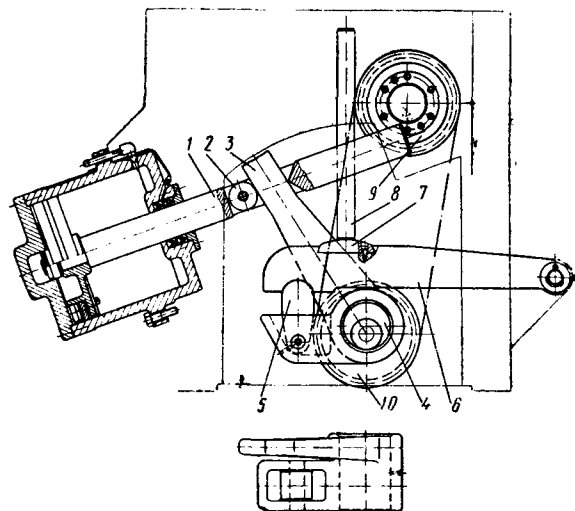


Рис. 6. Система пневматического нижнего толкателя прессы на одну точку.

Некоторые прессы усилием 2500 т, выпускаемые Воронежским заводом тяжелых прессов, имеют конструкцию выталкивающего устройства, изображенную на рис. 7. Их особенностью, помимо конструктивного выполнения, является наличие трех толкателей.

Мощный пневмоцилиндр 1 установлен в пряжке фундамента прессы. Сжатый воздух, поднимая поршень 2, двигает

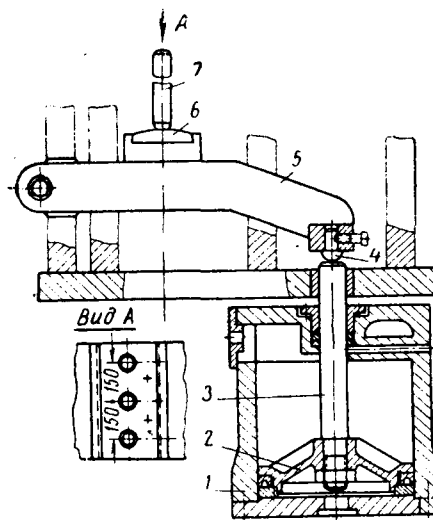


Рис. 7. Система пневматического нижнего толкателя прессы на три точки.

шток 3 вверх и действует на опору 4, укрепленную в рычаге 5. Рычаг 5 укреплен одним концом на вращающейся оси.

Этот рычаг через вставку 6 передает движение на толкатель прессы 7.

Данная конструкция обеспечивает большой ход всех трех толкателей.

Синхронизация пневматических выталкивающих устройств с ходом ползуна прессы осуществляется с помощью электропереключающегося клапана, подающего воздух под поршень или сверху поршня.

Синхронизация хода ползуна с ходом толкателей регулируется перемещением планки, прикрепленной к ползуну и соприкасающейся с контактом переключателя.

Недостатком конструкции является слишком малое расстояние между центрами толкателей, равное 150 мм.

К числу специальных систем выталкивателей можно отнести системы, применяемые на прессах, предназначенных для выдавливания поковок (типа клапана). К ним относятся две конструкции — пневматическая (рис. 8) и механическая. Эти механизмы позволяют плавно выталкивать поковки, причем величина хода регулируется.

К станине пресса с помощью четырех тяг 1 подвешена опорная плита 2, к которой прикрепляется пневмоцилиндр выталкивателя 3. Шток 4 проходит через подвижную траверсу 5, положение которой на штоке фиксируется с помощью болта. Верхняя часть штока 4 проходит через направляющую втулку, сидящую в неподвижной траверсе 6, прикрепленной к станине пресса.

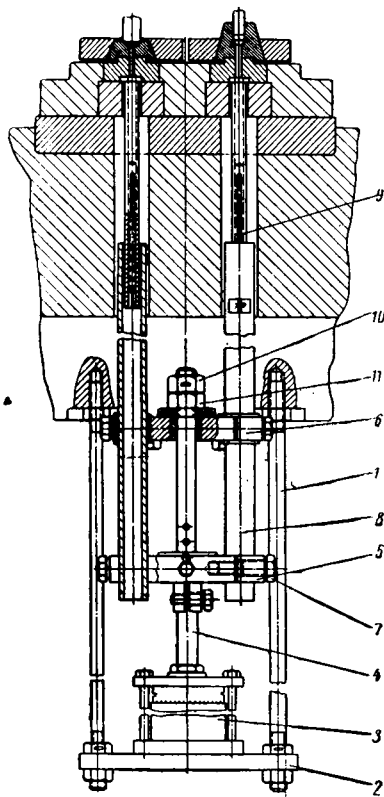


Рис. 8. Устройство пневматического выталкивающего устройства, применяемого на МЗМА.

Чека упирается в ручьевой толкатель и, поднимая его, выталкивает поковки.

Движение траверсы 5 вверх ограничивается верхней неподвижной траверсой 6.

Система под давлением воздуха возвращается в свое исходное нижнее положение.

Исходное нижнее положение системы ограничивается гайкой 10 штока. Для смягчения жесткости удара системы при ходе штока вниз между шайбой 11 и неподвижной траверсой 6 проложена резиновая прокладка. На рисунке видно, что величина хода равна расстоянию между подвижной и неподвижной траверсами, и в зависимости от перемещения подвижной траверсы 5 по штоку 4 может быть изменена величина хода выталкивателя. Последовательность толкания, а также положение верхнего торца ручьевого толкателя можно регулировать за счет перемещения трубы 8 вверх или вниз в подвижной траверсе 5.

Выпуск и впуск воздуха в большой цилиндр выталкивателя осуществляется автоматически в зависимости от хода ползуна с помощью электропневматического клапана.

В описанном автоматическом устройстве выталкивающей системы пневматический цилиндр представляет собой оригинальную конструкцию.

Наличие двух соединенных между собой цилиндров с раз-

ными диаметрами дает возможность выталкивать поковку без рывков и с большой плавностью.

В отверстии 1 (рис. 9) постоянно подключен сжатый воздух, который ввиду разности диаметров поршней опускает шток в нижнее положение.

После совершения ползуном пресса рабочего хода воздух через отверстие 2 посредством заблокированной системы электроклапанов поднимает поршень вверх и, воздействуя на систему, выталкивает поковку. Воздух, находящийся в верхнем цилиндре, частично сжимается, а частично уходит в сеть.

Для предотвращения компрессии воздуха между крышкой цилиндра и малым поршнем, в резьбовое отверстие 3 крышки цилиндра установлен воздухоотводящий штуцер.

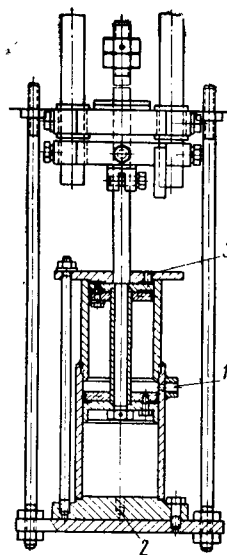


Рис. 9. Пневматический цилиндр выталкивающего устройства.

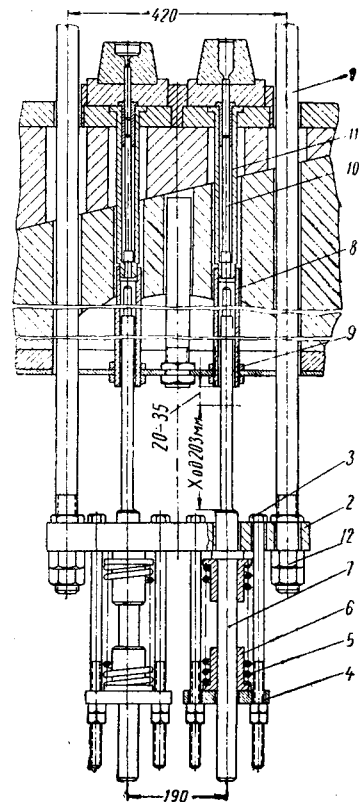


Рис. 10. Механическое выталкивающее устройство.

Путем открытия или закрытия дроссельного вентиля, подающего сжатый воздух, регулируется скорость движения выталкивателя.

Механическое устройство для выталкивателя клапанов и других поковок (рис. 10) состоит из двух тяг 1, прикрепленных к ползуну пресса и проходящих через отверстия в столе.

В нижней части тяг в прямке фундамента на них монтируется регулируемая планка 2.

На планку 2 с помощью двух болтов 3 подвешиваются амортизаторы, состоящие из опорной пластинки 4, пружины 5 и направляющие 6 пружины. Через направляющие 6 и планку 2 проходит толкатель 7. В своей верхней части толкатель входит в направляющую трубу 8. Направляющие трубы 8 крепятся с помощью гаек 9 на пластине, приваренной к нижней части станины. В нижней части толкателя 7 имеет буртик, опирающийся на направляющие 6 пружины.

Выталкиватель 10, непосредственно действующий на поковку, устанавливается в направляющую втулку 11, вмонтированную в штамп.

При ходе траверсы вверх тяги 1 поднимают планку 2 и смонтированные на ней амортизаторы вместе с толкателями 7.

Толкатели действуют на выталкиватели 10, которые удаляют поковку из штампа.

Из чертежа видно, что система выталкивателя очень проста, надежна и удобна в эксплуатации.

Величина выталкивания регулируется с помощью гаек 12, дающих возможность перемещать планку 2 со всей системой толкания вверх или вниз по тягам 1.

Для ослабления жесткости удара толкателя 7 по опорной пластине 4, а также в случае заклинивания клапана в ручье применяется пружинный амортизатор.

Схема гидравлического выталкивающего устройства (рис. 11) применена в прессе 4000 т Краматорского завода.

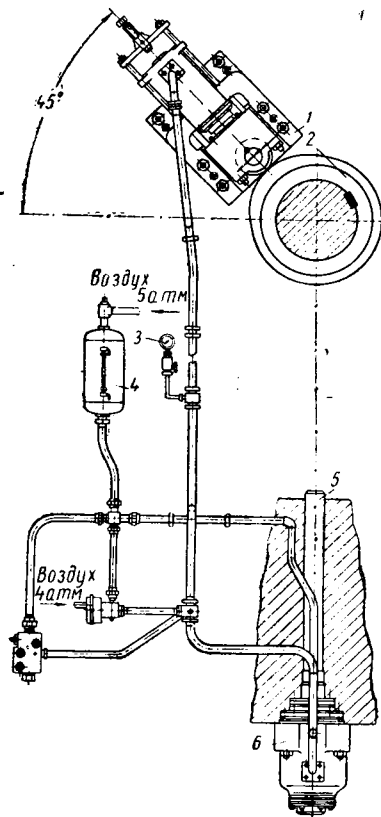


Рис. 11. Схема гидравлического выталкивателя на прессе 4000 т:
1 — верхний цилиндр; 2 — кулачок;
3 — манометр с газителем колебаний;
4 — бак; 5 — выталкивающий штырь;
6 — нижний цилиндр.

пневматического цилиндров.

Данная система состоит из основного и вспомогательного цилиндров. Основным является гидравлический цилиндр, описанный ранее для прессы усилием 4000 т, а вспомогательным — пневматический.

В штоке гидравлического цилиндра просверлено отверстие, через которое проходит шток пневматического цилиндра.

Цилиндр пневмотолкателя смонтирован в приямке фундамента и укреплен тугами к станине прессы. На рис. 12 показаны три положения всей системы.

В первом положении (рис. 12, а) штоки гидравлического и пневматического цилиндров, а следовательно, и толкателя прессы находятся в нижнем положении. Для изъятия поковки из полости ковочной вставки, включается гидравлический цилиндр, выталкивающий толкатель на величину H (рис. 12, б).

Для увеличения подъема толкателя прессы, а также его остановки в верхнем положении, достаточной для удаления поковки из ручья штампа, включается ход пневматического цилиндра.

Крайнее верхнее положение при полном ходе гидравлического и пневматического цилиндров, равное $H_1 + H_2$, показано на рис. 12, в.

В большинстве случаев выталкивающие устройства изменяются и переделываются заводами в зависимости от тех или иных технологических требований.

Как видно из приведенных схем и чертежей выталкивающих устройств прессов, существует значительное разнообразие их типов и конструктивных выполнений.

Помимо специальных прессов, т. е. прессов, предназначенных для изготовления деталей какой-либо одной специфической формы (например, клапана двигателя), отечественному машиностроению необходимо иметь значительное количество прессов универсального назначения (для изготовления поковки круглой и квадратной форм в плане или поволоков типа рычагов или ступенчатых валов).

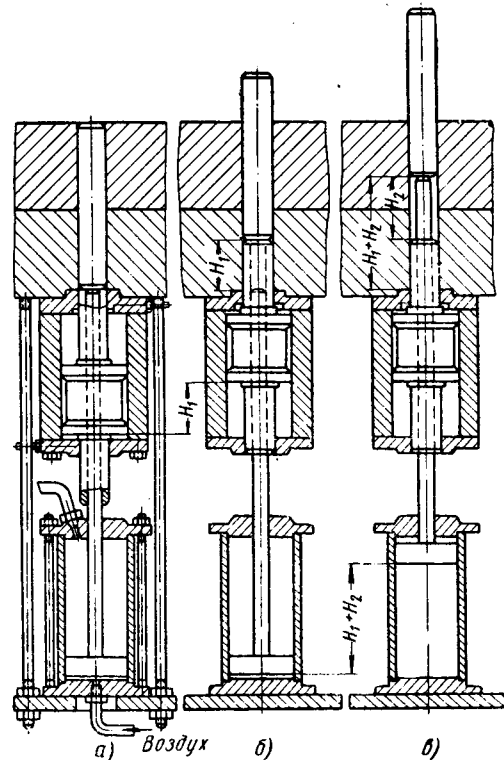


Рис. 12. Схема работы комбинированного выталкивающего устройства:

а — нижнее положение гидравлического и пневматического толкателей;
б — верхнее положение только гидравлического толкателя; в — верхнее положение гидравлического и пневматического толкателей.

Для прессов специального назначения выталкивающее устройство должно полностью удовлетворять требованиям технологии изготовления поволоков этой формы. Для прессов универсального назначения конструкция выталкивающего устройства должна удовлетворять следующим требованиям:

1. Для расширения технологических возможностей прессов, несмотря на то что в большинстве случаев достаточно хода толкателя порядка 20—25 мм, необходимо, чтобы даже у прессы 630 т ход толкателя был не менее 75 мм, а с увеличением давления эта величина соответственно увеличивалась.

2. Регулировка хода толкателей должна быть полной (т. е. от 0 до максимума) и легко осуществляемой.

3. Выталкивающее устройство должно быть синхронизировано с ходом ползуна и иметь регулировку синхронизации.

Год регулировочной синхронизации подразумевается возможность изменения начала и конца действия выталкивателя.

Отсутствие такой регулировки приводит в некоторых случаях к невозможности укладки заготовки в полость ручья или к неполному выталкиванию.

4. Толкателей желательно иметь три. Располагаться они должны в плоскости по фронту прессы. Наличие трех толкателей позволит в значительной степени упростить выталкивающее устройство в штампе и использовать большой ход выталкивателя во всех ручьях штампа.

5. Усилие выталкивателя должно быть достаточным (в пределах 5—10% от давления прессы).

6. Величина выхода толкателя над плоскостью ползуна или стола должна регулироваться по видимой шкале, иначе трудно добиться заранее заданной величины хода.

Прибор для контроля детали в процессе обработки

А. И. СНИМЩИКОВ

Московский автозавод имени Лихачева

НА МОСКОВСКОМ автозаводе имени Лихачева разработана автором новая конструкция прибора для измерения детали в процессе обработки ее торца на двухкамневом внутришлифовальном станке ЗА-251 Саратовского станкозавода; прибор внедрен в производство.

Этот прибор отличается от ранее существовавших тем, что он подводится к обрабатываемому торцу и отводится от него автоматически.

Прибор (рис. 1) устанавливается на бабке внутришлифовального станка, к которому корпус прибора 1 крепится с помощью штанги 2. Измерительная часть прибора размещается

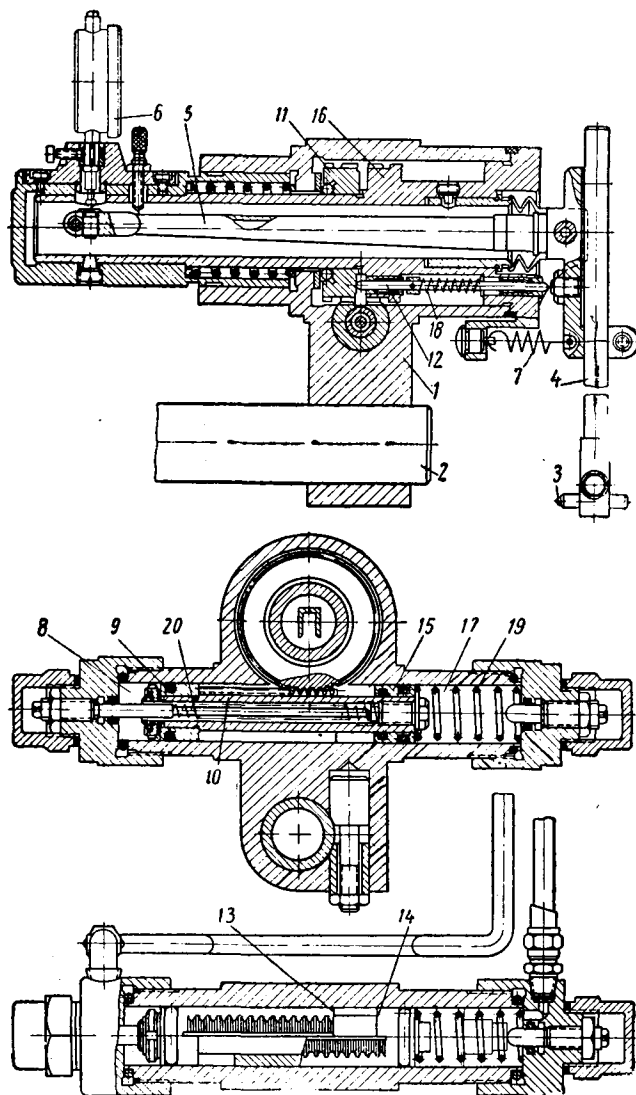


Рис. 1.

в пиноли, поворачивающейся в корпусе. Измерительный наконечник 3, соприкасающийся с торцом детали, расположен в штанге 4, которая является одним из плеч углового рычага. Второе плечо 5 рычага проходит внутри пиноли; с его концом соприкасается наконечник индикатора 6. Рычаг подвешен к пиноли на центральных опорах. Измерительное усилие создается пружиной растяжений 7.

Измерительный наконечник при его подводе к торцу детали и отводе от него перемещается с помощью гидросистемы станка.

Для отвода наконечника от детали масло от гидросистемы станка подается в полость 8 цилиндра. Поршень 9 перемещается вместе со штоком 10 и поворачивает шестерню 11, которая через плунжер 12 поворачивает рычаг и отводит наконечник от торца детали. При соприкосновении торца 13 с торцом 14 совместно с поршнем 9 будет перемещаться поршень 15, поворачивая шестерню 16, которая поворачивает пиноль и отводит рычаг в сторону от детали. При подаче масла в полость 17 цикл повторяется в обратной последовательности. Вначале перемещаются вместе поршень 15 и поршень 9, пиноль поворачивается до упора, и измерительный наконечник устанавливается против торца детали.

Затем начинает перемещаться поршень 9 со штоком 10, поворачивая шестерню 11. Плунжер 12 под действием пружины 18 отходит влево, и наконечник пружинной 7 подводится к детали. Чтобы не могло произойти одновременного перемещения обеих реек, служат пружины 19 и 20.

Схема установки прибора на станке и включение его в гидросистему станка показаны на рис. 2. Рычаг 1 находится в

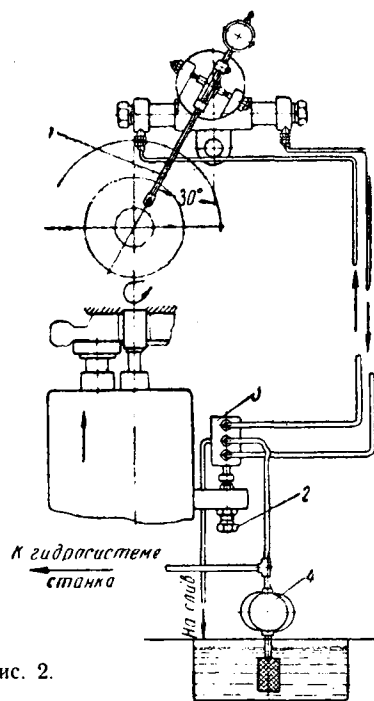


Рис. 2.

рабочем положении. При отводе от детали он становится вертикально. При шлифовании торца бабка подводится к детали ближе, чем при шлифовании отверстия. Упорный болт 2, расположенный на бабке, нажимает на плунжер гидравлического золотника 3, и масло от насоса 4 станка вводит прибор в рабочее положение. Когда шлифование торца закончено до заданного размера (что определяется по показанию индикатора), бабка отводится, золотник под действием пружины приходит в исходное положение, и прибор отходит от детали, освобождая место для снятия готовой и установки новой детали.

Автоматический подвод прибора к детали и отвод от него уменьшают затраты вспомогательного времени и, следовательно, увеличивают производительность станка.

При установке электроконтактного датчика вместо индикатора цикл шлифования торца может быть полностью автоматизирован, что даст еще более значительный экономический эффект за счет возможности многостаночного обслуживания.

Подобные приборы могут быть установлены и на другие внутришлифовальные станки, на которых шлифуются торцы, при условии наличия гидравлической системы.

Влияние жесткости станка на производительность шлифования

Н. П. ЛЕБЕДИНСКИЙ

Горьковский автозавод

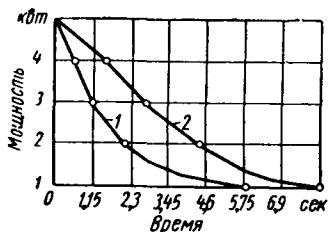
В СВЯЗИ с осуществляемой в настоящее время автоматизацией действующего парка шлифовальных станков возникает необходимость изучения жесткости шлифовального станка и влияния последней на производительность шлифования.

При шлифовании величина отжатия часто превышает глубину резания. Например, для средних условий (жесткость 1200 кг/мм, минутная поперечная подача 2,5 мм/мин, число оборотов изделия 100 об/мин, глубина шлифования 0,025 мм) характерно отжатие 0,04 мм, что вызывает значительное снижение производительности на этапах врезания и выхаживания. Снижение производительности на этапе врезания возникает из-за удлинения пути шлифования на величину отжатия в системе круг—изделие. Для компенсации этой потери нужно увеличивать в 2—3 раза скорость подачи на этапе врезания.

В результате выхаживания должны быть обеспечены требуемые чистота поверхности и точность шлифования путем снижения интенсивности обработки, что достигается шлифованием без подачи за счет ранее накопленного натяга.

Форма кривой выхаживания определяется жесткостью станка. На рис. 1 показаны две кривые: кривая 1 получена при жесткости 4920 кг/мм, кривая 2 — при жесткости 1480 кг/мм.

Рис. 1. Влияние жесткости станка на форму кривой выхаживания.



шается мощность шлифования, а вместе с тем ухудшается чистота поверхности.

Величина шероховатости поверхности может быть найдена в зависимости от мощности в конечный момент шлифования. При шлифовании детали из закаленной стали 40X с помощью кругов ЭБОСТИК получена следующая зависимость чистоты поверхности от мощности:

$$HCK = 8,1 N_{уд} \quad (1)$$

где $N_{уд}$ — эффективная мощность шлифования, приходящаяся на 1 мм ширины круга.

При анализе кривых выхаживания можно сделать вывод, что с понижением жесткости станка увеличивается время, необходимое для снижения мощности до заданной величины с целью получения требуемой шероховатости. Так, при жесткости 1480 кг/мм для снижения мощности до 2 кВт требуется 4,25 сек., а при жесткости 4290 кг/мм требуется только 2,1 сек, т. е. в 2 раза меньше. Из этого примера видно, что чем меньше жесткость, тем ниже производительность при условии обеспечения заданной шероховатости обрабатываемой поверхности.

Иногда на одной и той же операции шлифования работают два станка, однако шлифовщики охотнее работают на более жестком станке, так как на нем по указанной причине получается большая сменная выработка. Для уменьшения шероховатости шлифовщики удлиняют этап выхаживания, хотя это и связано с понижением производительности.

Другим фактором, зависящим от жесткости станка при заданной производительности шлифования, является точность диаметра шлифуемой шейки. При шлифовании до упора с последующим выхаживанием в течение определенного времени условием постоянства размера является постоянство усилия шлифования и режущей способности круга. Однако из-за притупления круга усилие не является постоянным.

Вместе с этим возрастает отжатие на величину, зависящую от жесткости станка. В результате на этапе выхаживания остается все больший припуск при одновременном ухудшении режущей способности круга. Отсюда следует, что в течение одного и того же промежутка времени шлифуемая поверхность

выхаживании все меньше металла, а диаметр изделий увеличивается.

На рис. 2 показана кривая, полученная при автоматическом цикле шлифования конца карданного вала до упора с последующим выхаживанием по реле времени. При таком способе шлифования стойкость между правками обусловлена величиной допуска. Как только размер выйдет за поле допуска, необходимо подналадить станок или править круг. Отсюда выявляется влияние жесткости на производительность через точность шлифования.

Так как усилие не является стабильной величиной при шлифовании до упора, стремятся повысить точность шлифования за счет полного вывода отжатия. При этом продолжительность выхаживания непрерывно возрастает, а производительность падает. В конце концов с точки зрения производительности становится более выгодным затратить время на очередную добавку.

Таким способом производится шлифование пяти опорных шеек коленчатого вала на пятикамневом станке «Лендис». Увеличение продолжительности выхаживания по мере затупления круга показано на рис. 3. В течение обработки шести коленчатых валов время выхаживания возросло с 25 до 94 сек.

Для выявления оптимальных условий работы на этом станке необходимо определить наимыгоднейший период стойкости шлифовального круга между правками, обеспечивающий наибольшую производительность.

Для этого воспользуемся кривой на рис. 3. Как следует из приведенной кривой, время на выхаживание $t_{вых}$ увеличивается по линейному закону:

$$t_{вых} = A + BN, \quad (2)$$

где N — порядковый номер коленчатого вала в партии, обработанной между правками кругом;

A и B — числа, определяемые путем математической обработки графика, найдено: $A=16,4$; $B=13,8$.

Обозначаем время на правку через T_{np} . Соответствующее время, отнесенное к одной детали,

$$t_{np} = \frac{T_{np}}{N'}, \quad (3)$$

где N' — стойкость между правками, выраженная в деталях. Штучное время

$$t_{шт} = t_o + t_{вых} + t_{np} + t_{в}, \quad (4)$$

где t_o — постоянное время работы до упора (основное время); $t_{в}$ — вспомогательное время.

Обозначим:

$$t_{np} + t_{в} + A = K. \quad (5)$$

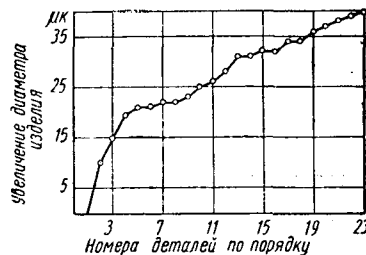


Рис. 2. Увеличение диаметра изделия при выхаживании по реле времени (автоматический цикл шлифования).

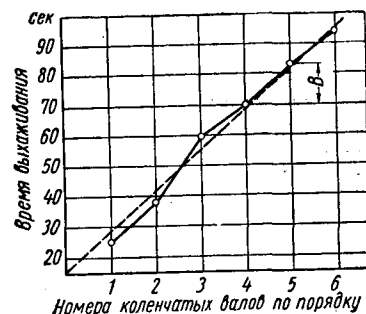


Рис. 3. Изменение продолжительности выхаживания в течение времени шлифования.

Тогда после подстановки значений в формулу (4) будем иметь

$$t_{шт} = K + BN + \frac{T_{np}}{N'} \quad (6)$$

Пользуясь формулой (6), можно рассчитать величину $t_{шт}$ на 1-ю, 2-ю N' -ю деталь, проточенные в период между правками, а именно:

$$\left. \begin{aligned} t_{шт.1} &= K + 1B + \frac{T_{np}}{N'}; \\ t_{шт.2} &= K + 2B + \frac{T_{np}}{N'}; \\ t_{шт.N'} &= K + N'B + \frac{T_{np}}{N'}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Среднее штучное время $t_{шт}$ получим суммированием правых частей уравнения (7) и делением суммы на N' . После необходимых преобразований получаем

$$t_{шт} = K + \frac{B}{2} + \frac{B}{2} N' + \frac{T_{np}}{N'} \quad (8)$$

Наивыгоднейший период стойкости найдем из условия минимального штучного времени. Для этого возьмем функцию (8) из экстрема. После преобразований условие минимального штучного времени получает следующий вид:

$$\frac{dt}{dN'} = \frac{B}{2} - \frac{T_{np}}{N'^2} = 0, \quad (9)$$

откуда для наивыгоднейшего периода стойкости имеем

$$N' = \sqrt{\frac{2T_{np}}{B}} \quad (10)$$

Для рассматриваемого примера $B=13,8$; $T_{np} = 360$ сек., откуда $N' \approx 8$ валов, что примерно соответствует периоду стойкости, принятому на этой операции.

Следует учесть, что величина B есть увеличение времени выхаживания, отнесенное к одной детали (рис. 3). Принимая, что это увеличение времени выхаживания пропорционально податливости или (что то же) величине, обратной жесткости (в действительности более сложная зависимость), можно приблизительно объяснить формулу (10) так: период стойкости между правками пропорционален корню квадратному из значения жесткости станка.

Так определяется влияние жесткости станка на производительность шлифования при заданной точности.

В производственных условиях возникает задача одновременного соблюдения требований точности размера и шероховатости поверхности. Естественно, что при завершении этапа выхаживания внимание сосредоточено на доводке размера. Поэтому для обеспечения требуемой шероховатости должны быть предварительно созданы условия. Для этого необходимо найти значение конечной мощности шлифования, при которой обеспечивается требуемая чистота поверхности по формуле (1) или экспериментально. Указанной мощности соответствуют усилия: тангенциальное P_z и радиальное P_y . Последнее определяется из отношения $P_y:P_z \approx 2$. Зная радиальное усилие, определяем величину отжатия (при известной жесткости станка) в момент завершения выхаживания. Таким же путем определяется величина отжатия в начале выхаживания. Разность их определяет припуск на выхаживание. При снятии этого припуска произойдет понижение мощности до величины, необходимой для обеспечения заданной шероховатости поверхности. Переход на выхаживание при припуске, меньшем указанного (что необоснованно делается для повышения произ-

водительности), часто является в производстве причиной несоблюдения требуемой шероховатости поверхности.

Из изложенного следует, что форма кривой выхаживания определяет степень влияния жесткости станка на производительность шлифования. Рассмотрим другие причины, влияющие на форму кривой выхаживания.

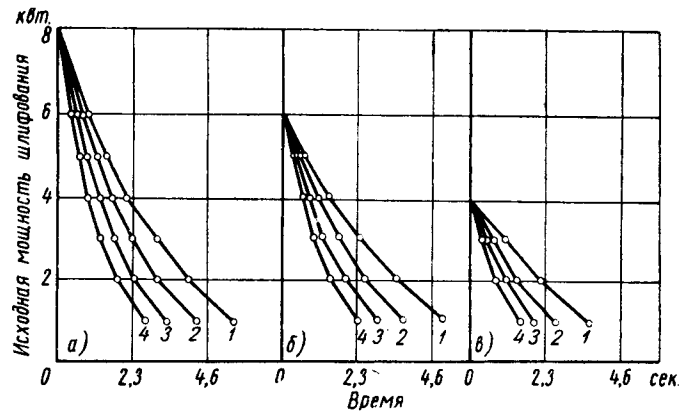


Рис. 4. Форма кривой выхаживания в зависимости от марки шлифуемого металла:

1 — Р9; 2 — ЭИЗ47; 3 — 40Х, сырая; 4 — 40Х, каленая.

На рис. 4, а показано влияние марки шлифуемого материала (при $j' = 4920$ кг/см). По степени крутизны кривые выхаживания распределились в зависимости от марки шлифуемой стали. Чтобы проверить стабильность этого распределения, на рис. 4, б и в те же кривые показаны при другой исходной мощности шлифования. Во всех случаях распределение кривых выхаживания по степени крутизны оказалось одно и то же. Из этого следует, что влияние марки обрабатываемого материала на форму кривой выхаживания стабильно. Кроме того,

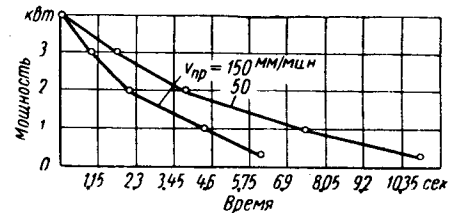


Рис. 5. Влияние режима правки круга на форму кривой выхаживания.

кривые выхаживания распределились в порядке шлифуемости марок сталей, поэтому они могут служить для характеристики шлифуемости металлов.

На рис. 5 показано влияние на форму кривой выхаживания режима правки круга (круг ПП600×32×305 Э46СТЗК, $j = 1480$ кг/мм). Чем тоньше произведена правка (при меньших скоростях и глубине правки), тем выше кривая выхаживания и тем больше, следовательно, влияние жесткости на производительность шлифования.

Таким образом, при заданной чистоте поверхности и точности шлифования производительность станка зависит от его жесткости. Чем больше жесткость станка, тем меньше затрачивается времени для достижения заданной шероховатости. При шлифовании до упора с последующим выхаживанием по реле времени стойкость между правками определяется допуском на размер. В случае выхаживания до полного вывода отжатия стойкость между правками определяется из условия оптимальной производительности. Требования к чистоте поверхности и точности шлифования обеспечиваются одновременно, если на выхаживание оставлен регламентированный припуск.

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СЕРВОУСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ ФИРМ ЦЕНРАДФАБРИК И КЛАЙТОН-ДЕВАНДР

УВЕЛИЧЕНИЕ числа передач и необходимость упрощения управления коробкой передач делают весьма желательным применение сервопривода управления, особенно для автобусов с дистанционным приводом.

Такое устройство разработано фирмой Цанрадфабрик для коробок передач обычного типа (рис. 1 и 2). При установке силового агрегата в передней части автомобиля это устройство располагается между рычагом и механизмом переключения. Механизм монтируется в алюминиевом картере, состоящем из

пружинных колец на полом штоке 7 переключения передач. Пазы в штоке переключения обеспечивают возможность относительного перемещения штока управления клапанов на 3 мм в обе стороны от нейтрального положения.

чения клапанов. Одна из пар перемещается при ходе вперед, а другая — при ходе назад. Шарики переставляют U-образные скобы, для фиксации которых в угловом и осевом направлениях предусмотрены лыски на штоке переключения

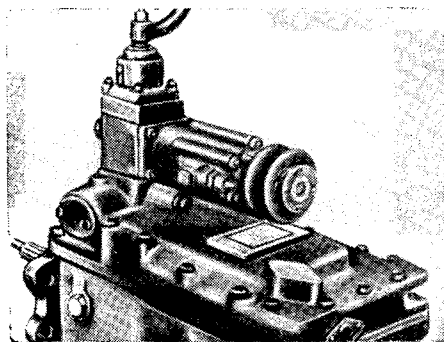


Рис. 1.

трех частей. Передняя часть привертывается к крышке коробки передач вместо колонки рычага переключения и в ней монтируются рычаг управления коробкой и рычаг переключения передач. В центральной части расположен цилиндр сервомеханизма, а в задней части монтируются два клапана, направляющие сжатый воздух в ту или иную полость пневмоцилиндра в зависимости от того, какая передача должна быть включена.

Если почему-либо сервосистема перестанет работать, то передачи можно переключить ручным способом с добавлением небольшого свободного хода. Диаметр штока включения клапанов около 25 мм.

Продольное перемещение штока 1 включения клапанов осуществляется вилкой, расположенной на конце управляемого водителем рычага (рис. 3), через шаровый палец 2, установленный в отверстии штока, а поперечное — вилкой 3, установленной на стержне шарового пальца. Гайка 4, стягивающая шаровый палец и вилку поперечного поворота, одновременно фиксирует в угловом направлении рычаг переключения передач и является седлом шарикового фиксатора 5, возвращающего рычаг переключения в исходное положение после окончания процесса переключения. С этой целью на нижней части гайки профрезерована поперечная канавка. Две лыски на боковой поверхности гайки, входящие в паз рычага переключения, препятствуют отворачиванию последней.

Рычаг переключения 6 фиксируется в осевом направлении с помощью двух

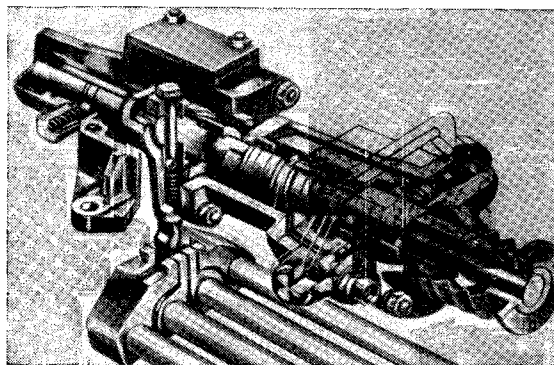


Рис. 2.

Клапаны, управляющие впуском сжатого воздуха в ту или иную полость цилиндра, перемещаются двумя парами шариков, находящихся в горизонтальных

каналах. Полые штоки двух клапанов 8 с резиновыми кольцевыми уплотнениями оборудованы на конце пластмассовыми вставками, в которых также

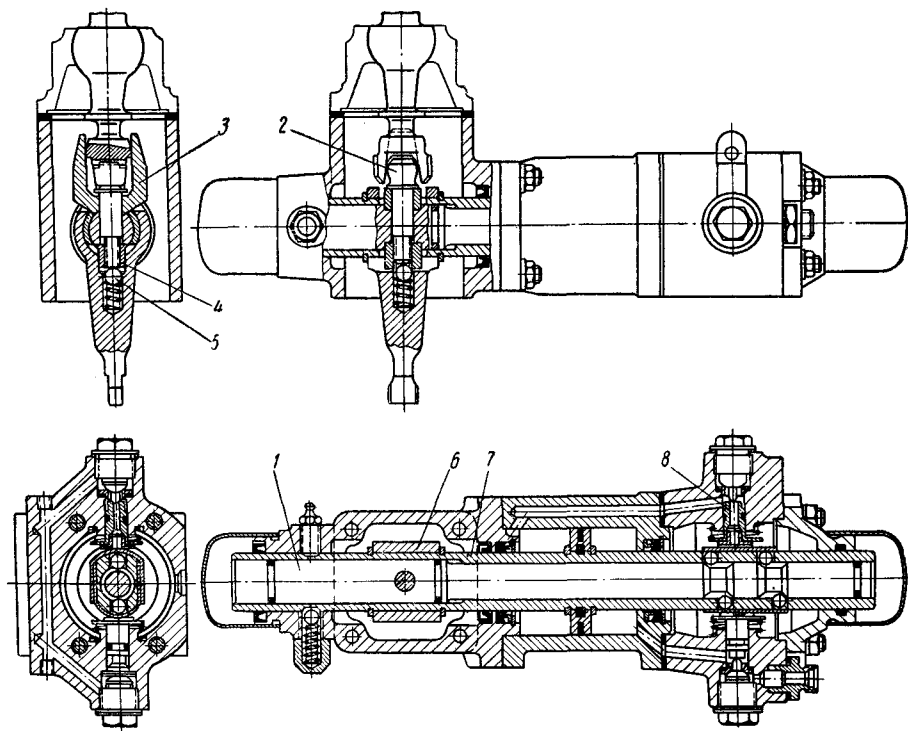


Рис. 3.

сверлениях штока переключения передач. Каждая пара шариков располагается на расстоянии 30 мм друг от друга и перемещается с помощью конических поверхностей двух канавок штока вклю-

чения. Центральные сверления, прижимаются к U-образным скобам с помощью пружин. Перемещением штока клапана отжимается от седла клапана из синтетической резины. При этом высту-

пающая часть клапана перекрывает центральное отверстие в штоке клапана. Сжатый воздух получает возможность пройти через открытый клапан в одну из полостей сервоцилиндра. Воздух из противоположной полости может выходить в атмосферу через сверление в штоке закрытого клапана, внутреннюю полость картера и выходное отверстие, снабженное фильтром. На входе сжатого воздуха также установлен фильтр.

контролируемую им полость сервоцилиндра, благодаря чему шток вместе с рычагом переключения передач и рычагом управления коробкой перемещается в требуемом направлении.

После того как водитель отпустит рычаг управления коробкой передач, шариковый фиксатор возвращает шток управления клапанами в исходное положение. При этом оба клапана закрыты, а обе полости сервоцилиндра через

нов, открывающий клапан и одновременно закрывающий с помощью выступа на клапане отверстие в штоке 12. Это обеспечивает проход сжатого воздуха в соответствующую полость сервоцилиндра. Воздух из противоположной полости выходит в атмосферу через отверстие в штоке 12 закрытого клапана. При прекращении передачи усилия со стороны водителя пружины штоков клапанов обеспечат возвращение штока 1 в исход-

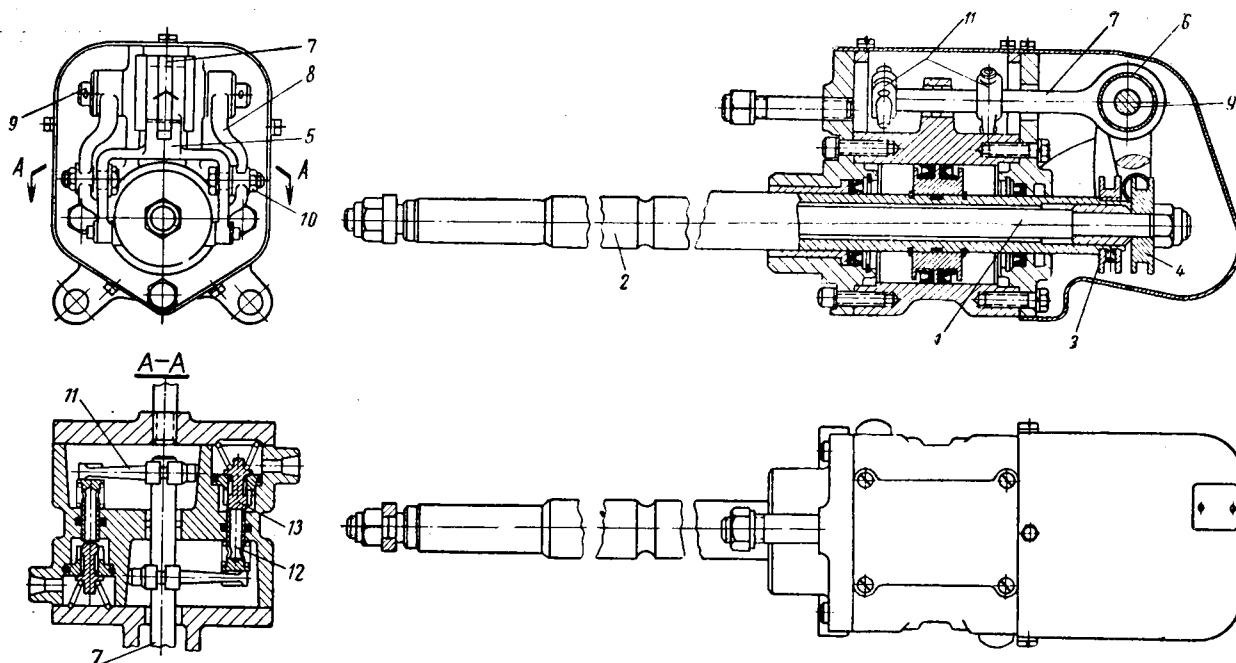


Рис. 4.

В закрытом виде клапан прижимается к седлу с помощью пружины.

Поршень сервоцилиндра снабжен кольцевым резиновым уплотнением круглого профиля по внутреннему диаметру и прямоугольного профиля — по наружному. Прямоугольный профиль выбран для снижения потерь на трение при обеспечении герметичности. Полости сервоцилиндра с обеих сторон герметизированы с помощью сальников. Кроме того, специальный сальник предусмотрен для предотвращения попадания масла из коробки передач в сервоцилиндр и клапанную систему, которое может вызвать разрушение резиновых деталей. Шток переключения передач оборудован с левой стороны сальником, препятствующим утечке масла, и с правой — герметизирующим устройством, предохраняющим от попадания пыли извне. На штоке включения клапанов предусмотрены два сальника для предохранения от утечек масла наружу (левый сальник), в клапанный блок (средний сальник) и от попадания пыли (правый сальник).

Механизм сервопереключения передач фирмы Цанрадфабрик работает следующим образом. Водитель выбирает с помощью рычага необходимую тягу переключения, поворачивая рычаг в поперечном направлении, а затем, нажимая в продольном направлении, перемещает шток управления клапанов на 3 мм. Включением соответствующего клапана открывается доступ сжатого воздуха в

центральные отверстия в штоках клапанов соединены с атмосферой. В случае выхода из строя пневмосистемы механизм обеспечивает возможность ручного управления.

Конструкция сервомеханизма Клайтон Девандр отличается от сервомеханизма фирмы Цанрадфабрик в основном конструктивным оформлением привода клапанного механизма.

При перемещении рычага управления коробкой передач шток 1 (рис. 4) может несколько переместиться относительно штока 2 переключения передач. При этом изменяется расстояние между пазовыми шайбами 3 и 4, установленными на концах этих штоков. С шайбой 4 связан рычаг 5, верхний конец которого шарнирно соединен с помощью втулки 6 со штоком 7 переключения клапанов. С шайбой 3 связан рычаг 8, верхний конец которого центрируется на пальце 9, установленном в картере и проходящем с большим зазором внутри втулки 6. Рычаги 5 и 8 связаны друг с другом шарниром 10. Таким образом, изменение расстояния между пазовыми шайбами 3 и 4 вызывает перемещение штока 7 в осевом направлении. При этом с помощью рычагов 11, укрепленных на штоке 7, нажимается полый шток 12 одного из клапанов

относительно штока 2. Оба клапана в это время будут закрыты, а полости сервоцилиндра соединены с атмосферой через сверления в штоках клапанов. Механизм обеспечивает возможность ручного переключения в случае выхода пневмосистемы из строя.

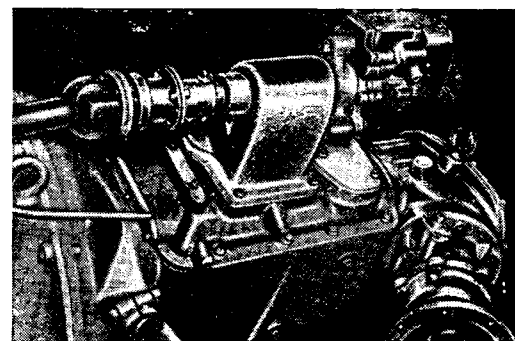


Рис. 5.

Зазор между клапанами 13 и штоками 12 в закрытом положении составляет 1,5 мм. Размеры механизма 254×152××104 мм.

Внешний вид механизма показан на рис. 5.

И. И. ДЫМШИЦ

ДЕСЯТИПОЗИЦИОННЫЙ АВТОМАТ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МОДЕЛЬНЫХ СЕКЦИЙ

АВТОМАТ (см. рисунок) предназначен для приготовления модельной смеси и изготовления из нее звеньев легкоплавких моделей. Автомат представляет собой комплексный агрегат, в ко-



тором расплавляются исходные материалы, готовится мажеобразная модельная смесь; из этой смеси изготавливаются звенья легкоплавких моделей, которые охлаждаются.

Расплавленная в плавильной установке смесь стекает в нижний бак плавильного агрегата, откуда она центробежным насосом подается в емкостный бак.

Из емкостного бака смесь порциями, равными объему одной мешалки, поступает попеременно в две механические мешалки. После перемешивания в течение 25—30 мин. в среде с температурой 43—45° образуется мажеобразная смесь, которая выдавливается из мешалки сжатым воздухом в сборник. Из сборника пневматическим насосом модельная смесь подается по обогревательному трубопроводу в шприц.

Шприц нагнетает смесь в пресс-формы, установленные на десятипозиционном столе. Пресс-формы охлаждаются проточной водой, имеющей температуру 8—12°. Для поддержания постоянной температуры смеси (43—45°) в системе приготовления мази и шприцевания циркулирует вода, подогретая до этой температуры.

Десять позиций стола распределены следующим образом: первая позиция — шприцевание; вторая, третья, четвертая, пятая, шестая и седьмая позиции — охлаждение; восьмая позиция — раскрытие пресс-форм и выдача готового модельного звена; девятая позиция — обдув пресс-форм; десятая позиция — закрытие пресс-форм.

Готовые звенья моделей выбрасываются в водяной конвейер. В комплект автомата входит одна установка для приготовления модельной смеси и два десятипозиционных карусельных стола.

Техническая характеристика

Производительность мажеприготовительной части в кг/час	60
Производительность автомата в шт/час	До 720 (с двух столов)
Время поворота с поворотного стола с позиции на позицию (регулируемое) в сек	10—20
Диаметр стола в мм	1700
Количество позиций	10
Количество карусельных столов в комплекте	2
Емкость в л:	
плавильного агрегата	150—180
бака	180
мешалки	15
мерника	15
Количество мешалок	2
Давление воздуха в сети в кг/см ²	4
Общая мощность автомата в квт	49,7
Длина автомата при расположении всех агрегатов в линию в м	8

Автомат внедрен в производство на Московском заводе малолитражных автомобилей и Минском мотовелозаводе.

И. В. ЕФИМОВ, З. А. ДОЛЬБЕРГ,

Н. И. ДАВИДОВА

НИИТАвтопром

МАКРОПРОФИЛОГРАФ

МАКРОПРОФИЛОГРАФ МПГ-3 (см. рисунок) используется для комплексной оценки макрогеометрии поверхности деталей автомобилей. Прибор дает представление о величине и харак-

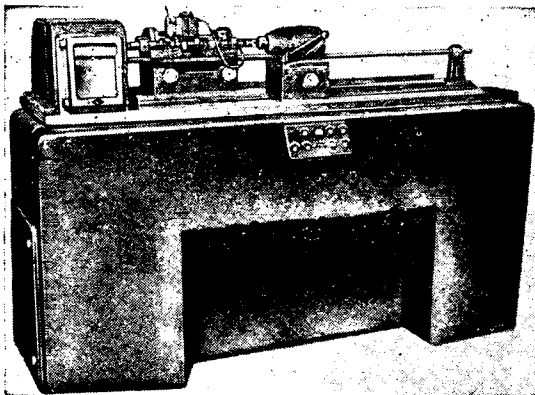
Детали измеряются в поперечном и продольном направлениях при закреплении измеряемой детали в центрах.

Для измерения деталей, не имеющих центровых отверстий, а также внутрен-

ство к универсальному индуктивному датчику.

Техническая характеристика

Диапазон измеряемых деталей в мм:	
диаметр	15—85
длина	150—1000
Скорость вращения детали в об/мин	0,5—1,0
Скорость перемещения датчика в мм/мин	90
Скорость перемещения бумаги в мм/мин	90, 180, 360
Продольное перемещение датчика в мм	До 100
Длина записи за один оборот детали мм	90, 180, 360, 720
Ширина записи в мм	100
Вертикальное увеличение	1000—10 000
Горизонтальное увеличение:	
при измерении вдоль образующей	X1, X2, X4
при измерении по окружности	X1, 43—2,86
Габаритные размеры в мм:	
длина	1800
ширина	600
высота	1300
Вес прибора в кг	1000
Питание от сети переменного тока:	
напряжение в в	220
частота в гц	50
Потребляемая мощность в вт	500



тере макрогеометрических отклонений по амплитуде и шагу погрешности при записи на бумажной ленте в прямоугольных координатах.

них цилиндрических поверхностей разработаны специальные приспособления, с помощью которых детали устанавливаются на приборе, и рычажное устрой-

Применение прибора позволяет улучшить качество выпускаемых деталей, что, в свою очередь, обеспечит повышение их срока службы.

Б. А. ГИПП

НИИТАавтопром

25 ЛЕТ СОТРУДНИЧЕСТВА В ЖУРНАЛЕ М. И. ЛЫСОВА

ПЕРВАЯ статья канд. техн. наук старшего научного сотрудника лаборатории НАМИ «Исследование работы карданного соединения», опубликованная в журнале № 1 за 1936 г., положена в основу его фундаментального труда по расчету карданных передач автомобиля.

М. И. Лысов уделяет много внимания изучению и разработке новых конструкций рулевых управлений. По этому вопросу в журнале опубликован ряд его статей. Все рулевые механизмы отечественных автомобилей новых марок доводились автозаводами при непосредственном участии М. И. Лысова. Им же разработана и освещена на страницах журнала конструкция пневмоусилителя рулевого механизма.

В Машгизе издан ряд книг, написанных М. И. Лысовым, как например, «Расчет шасси легкового автомобиля ЗИС», «Карданные механизмы», «Механизмы рулевого управления автомобиля», «Методы испытания автомобиля и его механизмов» (вып. 2 «Карданные передачи автомобиля», вып. 4 «Рулевое управление автомобиля»).

В настоящее время Михаил Иванович так же активно сотрудничает в журнале, как и 25 лет назад.



Критика и библиография

Д. Б. Гельфгат, В. А. Ошноков. «Рамы грузовых автомобилей», Машгиз, 1959.

ВЫПУСК книги, посвященный расчету, конструированию и испытаниям рам грузовых автомобилей, является своевременным.

До настоящего времени работники автомобильной промышленности не располагали обоснованным методом расчета автомобильных рам. Выбор основных размеров делался на основании обработки статистических данных по отечественным и зарубежным автомобилям, а также на основании имеющегося практического опыта.

Применяющийся до сих пор метод расчета лонжеронов рамы на изгиб под статической нагрузкой носит условный характер, он не учитывает действительных явлений, наблюдающихся при движении автомобиля по неровной дороге. С помощью этого метода нельзя даже приблизительно определить истинную величину напряжений, возникающих в деталях рамы. В связи с этим применяющийся в настоящее время расчет автомобильных рам можно рассматривать лишь как метод сравнительной оценки прочности однотипных рам различных автомобилей.

Конструирование рамы, выбор количества и формы поперечин, методов соединения отдельных элементов рамы до сих пор определяются личным опытом конструктора.

В связи с повышением требований к снижению веса конструкций одновременно с повышением грузоподъемности и скорости движения автомобилей эти методы расчета и конструирования стали неприемлемыми, потому что такое конструирование приводит или к неоправданному перерасходу металла, или не обеспечивает надежности конструкции.

Для создания легких и прочных рам современных автомобилей работникам автомобильной промышленности нужны обоснованный метод расчета и методы испытаний для проверки на опытных образцах.

Книга Гельфгата Д. Б. и Ошнокова В. А. в значительной степени освещает эти вопросы, позволяя более осмысленно, чем до сих пор, подходить к оценке прочности автомобильных рам. Разработанный данными авторами метод расчета рам, основанный на теории тонкостенных стержней, подтверждается результатами экспериментального определения истинных величин напряжений в деталях рамы.

Ценным для книги является наличие практических примеров расчета рам хорошо известных автомобилей: ЗИЛ-150, ГАЗ-51 и МАЗ-200. Значительный интерес представляет также материал, посвященный результатам определения истинных напряжений в рамах этих автомобилей, полученный методом дорожно-тензометрических испытаний.

Укажем на некоторые недостатки книги.

В книге нет обобщенной методики расчета рам типовых конструкций, пригодной для практического применения в конструкторских бюро, а также практических рекомендаций по конструктивным решениям типовых узлов автомобильных рам. Не отражено влияние на напряжения в раме перераспределения нагрузок при буксировании прицепов. Отсутствует раздел, посвященный технологии производства современных рам.

В общем книга является полезным пособием для работников автомобильной промышленности, связанных с проектированием и испытанием автомобильных рам.

В. Е. СКРИПЦЫН

Московский автозавод имени Лихачева

НАДЕЖНЫЕ СТАНКИ ДЛЯ



ФРЕЗЕРНЫЕ И РАСТОЧНЫЕ СТАНКИ

Тип RT

Чрезвычайно мощный устойчивый станок, с электронным управлением, со шпинделем, смонтированным в прямоугольном призматическом ползуне, для производства тяжелых фрезерных и расточных операций.

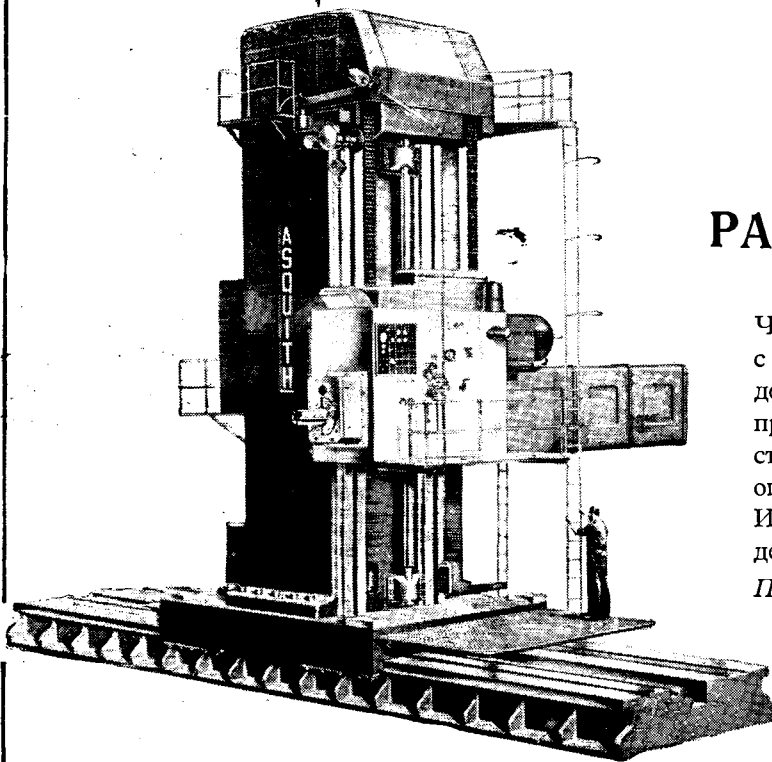
Изготавливаются трех размеров со шпинделем диаметром от 153 до 253 мм.

Подробные данные охотно высылаются по запросу.

WILLIAM ASQUITH LTD.

Завод: HALIFAX, YORKS, АНГЛИЯ
HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2.
АНГЛИЯ

Телефон: Trafalgar 7224-6 *Телеграммы:* Drillmach, London



MAXICUT

ЗУБОСТРОГАЛЬНЫЕ СТАНКИ

Высокопроизводительные мощные станки для нарезания зубчатых колес с прямым и спиральным зубом, зубчатых колес с внутренним зацеплением и всевозможных звездчаток с фасонными профилями. Применение таких станков дает возможность обеспечить высшую степень точности продукции и минимальную затрату времени на переходы от производства одного изделия на другое.

Запросы направляйте по адресу:

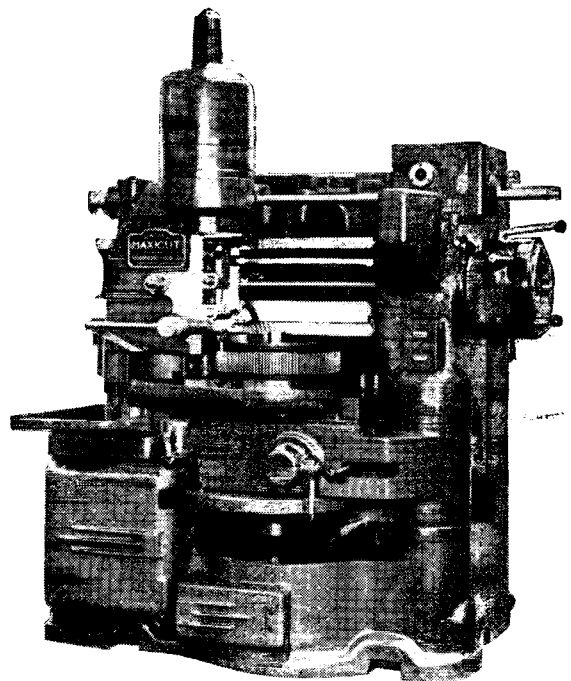
DRUMMOND BROTHERS LTD.

Завод: GUILDFORD, SURREY, АНГЛИЯ

HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2. АНГЛИЯ

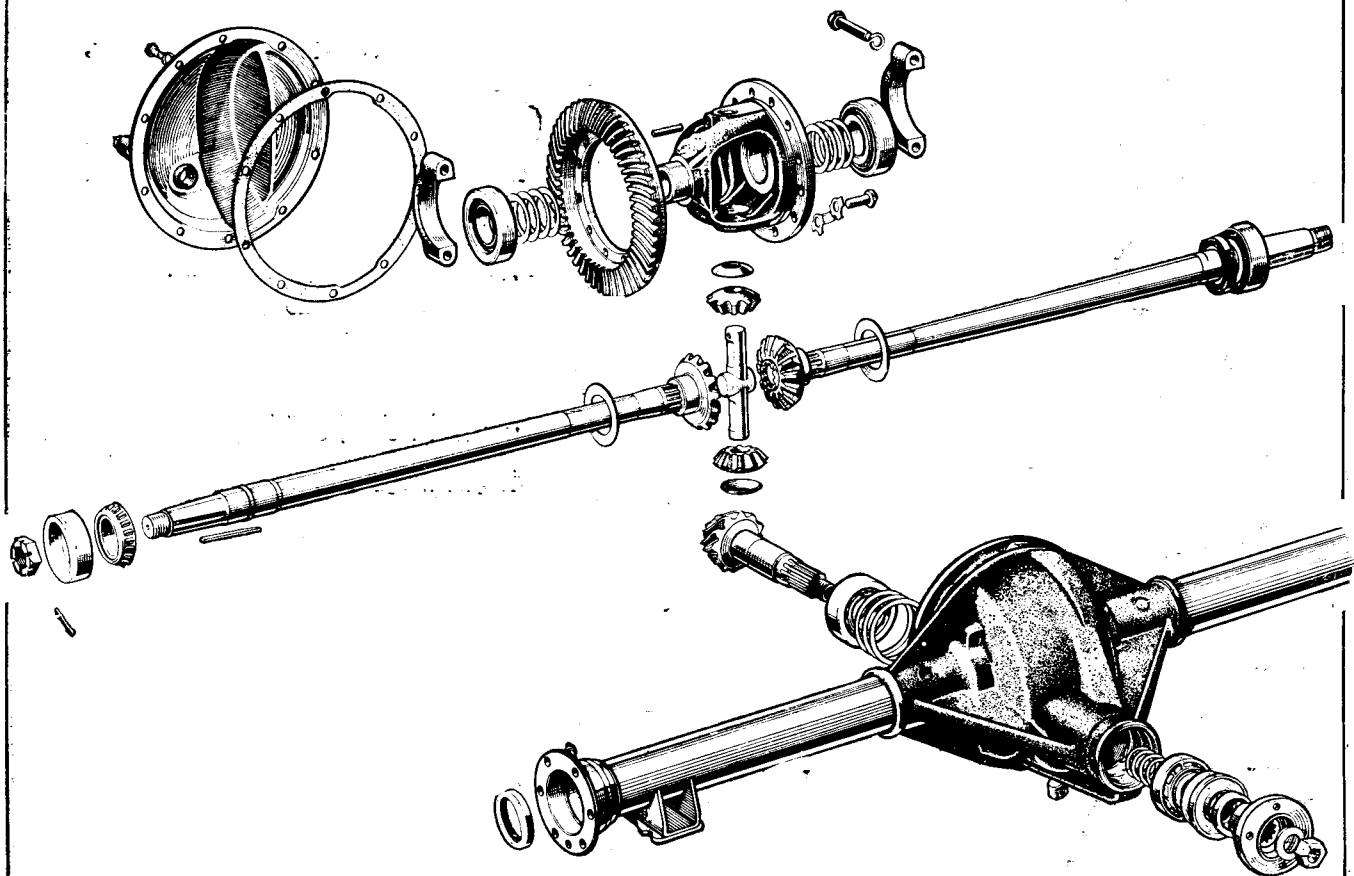
Телефон: Trafalgar 7224-6

Телеграммы: Drillmach, London



МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Фирма САЛИСБЕРИ ТРАНСМИШЕН ЛИМИТЕД изготавливает ведущие оси разного типа для легковых и грузовых автомобилей, железнодорожных и заводских тягачей всех видов. Типичное изделие фирмы показано на рисунке. Кроме ведущих осей, фирма изготавливает конические гипоидные передачи с шестернями диаметром до 600 мм, имеющими спиральные зубья.



Фирма выпускает также конические шестерни с прямыми зубьями, диаметром до 125 мм и в состоянии поставлять оси и валы разного типа.

Наша продукция распространена по всему миру. Фирма зарекомендовала себя высоким мастерством и короткими сроками выполнения заказов.

Предприятие фирмы оборудовано современными станками Глисон самого последнего выпуска для нарезания зубчатых передач и новейшими станками другого назначения.

Просим направлять запросы на русском языке по адресу:

SALISBURY TRANSMISSION LTD.

BIRCH ROAD · WITTON · BIRMINGHAM 6 · АНГЛИЯ