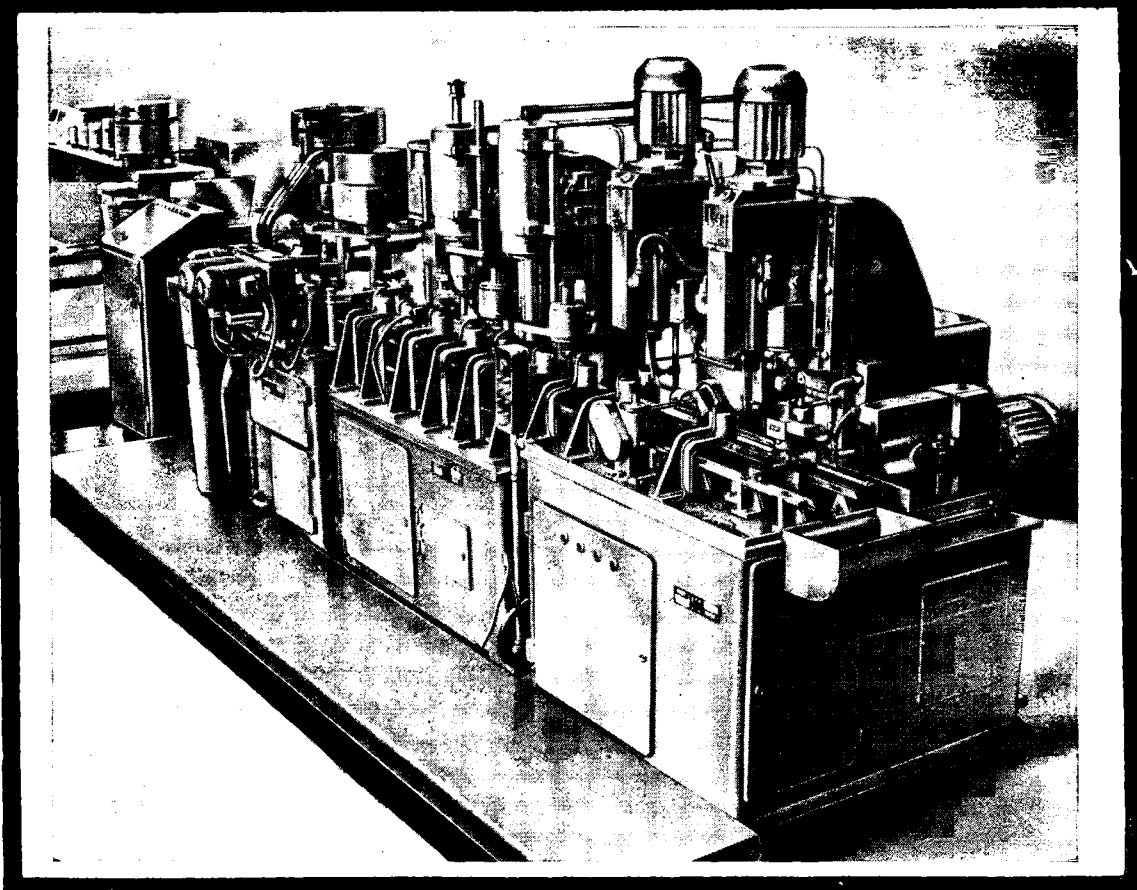


Автомобильная промышленность



6
1961

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Г. Н. Ровинский — Принципы организации внутрицехового механизированного транспорта при реконструкции прессового корпуса ЗИЛ 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- М. Б. Школьников — Расчет на прочность стержней каркаса несущего кузова-фургона 5
- В. П. Грибанов — Методика исследования влияния дорожных условий на скоростной режим работы автомобиля повышенной проходимости 10
- И. А. Забавников — Аналитическое определение времени и пути разгона 11
- В. И. Бельских — Рациональная схема охлаждения двигателей внутреннего сгорания 14
- А. Н. Нарбут — О применении одноступенчатых комплексных гидротрансформаторов с поворотными лопатками в трансмиссии 17
- Ю. Г. Стефанович, С. Н. Иванов — Влияние увеличения мощностных показателей двигателя на динамические нагрузки в трансмиссии автомобилей «Москвич» и УАЗ 27
- И. И. Дойч — К вопросу о расчете на кручение автомобильных рам 29

ТЕХНОЛОГИЯ

- Д. Я. Рувинов — Автоматическая подача колец при бесцентровом шлифовании . . 31
- М. М. Иовокрещенов, Л. И. Подвольский — Конденсаторная сварка остовов двухместных сидений автобуса ПАЗ-651 35
- Б. Л. Тиль, В. П. Сулов — Механизация сварки кожухов полуосей автомобиля ЗИЛ-157 37
- В. С. Перекрестов — Механизированное прокачивание гидротормозов автомобиля «Москвич» на сборочном конвейере 38
- Н. Н. Вовк, В. В. Мурзин — Глубокое сверление автомобильных клапанов из жароупорной стали 40
- Д. А. Свешников, Н. Я. Козяков, Л. Д. Голубовская, А. П. Жигун — Очистка от окалины ведомых шестерен главной передачи автомобиля «Волга» 42

ИНФОРМАЦИЯ

- М. И. Басов — Современное технологическое оборудование, изготавливаемое на заводах Чехословацкой социалистической республики 43
- Н. А. Архипов, И. И. Ларнонов — Автомат для изготовления оболочковых форм АКФ-2 46

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- Н. Н. Яценко — Рецензия на книгу Р. В. Ротенберга «Подвеска автомобиля и его колебания», изд. 2-е, Машгиз, 1960 47
- На обложке — Автоматическая линия для сборки и частичной механической обработки шатунов на Московском заводе малолитражных автомобилей.

Главный редактор К. П. Иванов

Редакционная коллегия:

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

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

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

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор А. М. Усачева.

Сдано в производство 7/IV 1961 г.

Подписано в печать 31/V 1961 г.

Т-06155 Тираж 15.750 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,3

Бум. л. 3 Формат 60×92/8. Зак. 1361.

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

Автомобильная промышленность

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

Ежемесячный
научно-технический
журнал

№ 6

июнь 1961

ГОД ИЗДАНИЯ — XXVII

Экономика и организация производства

Принципы организации внутрицехового механизированного транспорта при реконструкции прессового корпуса ЗИЛ

Г. И. РОВИНСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

ОДНИМ из важнейших факторов организации работы в крупных современных прессовых цехах поточно-массового производства является внутрицеховой транспорт.

При отсутствии надлежащей организации транспортных потоков внутри цехов эффективность от внедрения механизации и автоматизации технологического процесса штамповки и сборки значительно снижается из-за больших потерь рабочего времени и простоев оборудования, возникающих при перебоях в транспортировании.

Поэтому при реконструкции автозавода имени Лихачева вопросам организации транспорта уделено большое внимание. В связи с задачей превращения завода в образцовое предприятие по уровню механизации и автоматизации основных и вспомогательных работ и по уровню организации труда работающих встал вопрос о выборе наиболее совершенных в технико-организационном отношении методов транспортирования всех видов перемещаемых грузов.

Внутрицеховой транспорт для штампованных деталей, узлов и готовой продукции. Ранее применявшиеся способы транспортирования изделий в прессовых цехах с использованием колесных средств транспорта (тележки с тягачами, электрокары, автопогрузчики и т. д.) в условиях роста производственных программ и современных изменений в технологии и организации производства при внедрении механизации и автоматизации становятся малоэффективными.

Применение этих видов транспорта приводит к трудоемким погрузочно-разгрузочным работам, связано с необходимостью наличия в цехах сильно разветвленной сети проездов на производственных площадях, что приводит к значительному увеличению этих площадей. При этом интенсивное движение колесного транспорта на производственных участках усиливает опасность возникновения несчастных случаев. Перевозимая колесным транспортом продукция может подвергаться порче. Это особенно относится к крупным обливочным деталям кабин, кузовов и оперениям автомобилей, которые отличаются малой жесткостью.

Применение обычных подвесных конвейеров позволяет избежать использования колесного транспорта, но в современных условиях производства этого недостаточно, так как сохраняются трудоемкие ручные работы по навеске и съему изделий на трассе конвейера. При этом навеска и съем изделий практически выполняемы только в пределах определенной скорости движения конвейерной цепи практически не более 12 м/мин. Но при достаточно больших программах выпуска продукции расчетные скорости конвейера могут получаться и выше этого предела. Увеличение числа параллельно работающих конвейеров неизбежно приводит к большим усложнениям не только в размещении и монтаже конвейеров, но и в самой организации их использования.

В настоящее время проблема механизации внутрицехового транспорта готовой продукции в прессовых цехах наиболее рационально решается путем применения подвесных толкающих конвейеров с программным управлением. Эти конвейеры приняты для внутрицехового транспорта в реконструируемом прессовом корпусе автозавода.

Толкающие подвесные конвейеры обеспечивают комплексную механизацию и автоматизацию всего производственного цикла, начиная от изготовления изделий до их подачи к потребителям: минимальный объем ручных работ при транспортировке; хорошую сохранность транспортируемой продукции; автоматизацию распределения и доставки продукции к потребителям с комплектной подачей деталей к местам их сборки в узлы в строго заданном производственном ритме; возможность повышения скоростей движения конвейерной цепи; возможность устройства специальных подвесных складов для хранения заделов деталей, узлов и готовой продукции, непосредственно связанных с трассами конвейеров и автоматически заполняемых и разгружаемых.

Конструкция толкающих программно управляемых конвейеров значительно сложнее, чем конструкция обычных конвейеров. Для устройства этих конвейеров требуется значительно больше комплектующего оборудования и автоматики. Поэтому стоимость таких конвейеров, отнесенная к 1 м длины трас-

сы перемещения грузов, значительно выше стоимости простых подвесных конвейеров. Например, по сметным данным Московского автозавода имени Лихачева стоимость 1 *пог. м* трассы обычного подвесного конвейера составляет 70 руб., а толкающего конвейера, соответственно 130 руб., т. е. почти в 2 раза выше.

Расходы по эксплуатации толкающих конвейеров также выше соответствующих расходов при обычных конвейерах.

Так как опыта эксплуатации толкающих конвейеров Московский автозавод еще не имеет, то при предварительных расчетах технико-экономической эффективности применения толкающих конвейеров было условно принято, что затраты на эксплуатацию таких конвейеров возрастают пропорционально росту их удельной длины трассы (приблизительно в 2 раза).

При таких расчетных допущениях стоимость транспортировки 1 т грузов толкающими конвейерами оказалась, примерно, на 56% ниже соответствующей стоимости транспортировки простыми подвесными конвейерами (соответственно 50 коп. и 1,15 коп.). Срок окупаемости затрат на толкающие конвейеры в условиях Московского автозавода составляет 4,5—5 лет.

Принципиальная схема трасс толкающих подвесных конвейеров в пристройке к прессовому корпусу автозавода имени Лихачева, являющихся частью системы конвейеров всего корпуса, следующая.

Пристройка состоит из трех пролетов шириной по 24 м и высотой от уровня пола существующего здания до головок и подкранового рельса 18 м. В этих пролетах на части их длины имеется цокольный этаж, заменяющий подвальное помещение, строительство которого оказалось нецелесообразным по существующим условиям грунта. Высота цокольного этажа от уровня пола существующего здания 6 м, между этой отметкой и нулевой отметкой предусмотрено несколько грузовых лифтов грузоподъемностью 10 т и лестничные клетки. Цокольный этаж имеет опорные конструкции для монтажа поточных линий крупных прессов, а перекрытие, выполненное из железобетонных плит, в соответствующих местах рассчитано на нагрузки от складов металла, штампов и т. д. На нулевой отметке под перекрытием цокольного этажа размещены ленточные транспортеры для уборки отходов, пакетировочные прессы и проезды для колесного транспорта, связывающие пристройку с существующим зданием прессового корпуса.

К головной части трех новых пролетов примыкает складской пролет длиной 30 м, имеющий железнодорожный ввод для подачи металла и связанный перекрывающимися подкрановыми путями с частью этого пролета, находящейся в здании корпуса. На отметке +6 м размещены автоматизированные агрегаты для раскроя широкополосной стальной ленты, используемой в качестве исходного материала для холодной штамповки крупногабаритных деталей кабин и оперения автомобилей, склады заготовок и часть склада металла.

При помощи механизированных электроприводных тележек заготовки из этого пролета передаются к прессовым линиям в основных пролетах пристройки. В другом торце новых пролетов от границы цокольного этажа до конца постройки имеются антресоли, на которых расположены участки и оборудование узловой и общей сборки кабин, а под антресолями размещен механизированный многоярусный склад штампов кабин с подвесными штабелеукладчиками. Высота этих антреселей от уровня пола первого этажа 8 м.

Между 30-метровым пролетом и антресолями, в производственных пролетах пристройки, последовательно размещены поточные механизированные и автоматизированные линии крупных прессов, некоторые из них имеют нижние приводы, склад крупных штампов для деталей кабин и оперения с участками для мелкого ремонта, механизированный многоярусный склад штампов оперения, также оборудованный подвесными штабелеукладчиками, и сборочные участки узлов оперения. Кроме того, в этих пролетах отведено место вблизи от проездов для небольших участков, необходимых для службы механика и энергетика корпуса (мелкий ремонт и обслуживание производственного оборудования, расположенного в пролетах).

В зоне между крайним рядом колонн существующего здания корпуса и первым рядом колонн пристройки также имеется несколько ярусов антреселей, на которых размещены моечно-сушильные агрегаты, вентиляционные установки и другое вспомогательное оборудование.

Таким образом, новая пристройка к прессовому корпусу автозавода по своей организационной структуре представляет собой циклически замкнутую производственную единицу — «цех кабин и оперения», где производится полное изготовление и сборка всей продукции прессового корпуса, входящей в номенклатуру этих частей автомобилей (кроме профилированных де-

талей, которые производятся в одном из пролетов существующего здания). Примыкающий к новой пристройке крайний пролет части корпуса также входит в состав цеха кабин и оперения. В этом пролете производятся все средние мелкие штамповки, идущие на сборку кабин и оперения. Этот пролет связан толкающими конвейерами с пролетами пристройки в единое целое.

Общий маршрут транспортных грузопотоков готовой продукции в цехе кабин и оперения следующий:

- 1) от линий штамповки на склады штампованных деталей по принадлежности;
- 2) со складов штамповок через мойку и сушку на сборочные участки;
- 3) от сборочных участков через подвесные склады толкающего конвейера в кузовной цех, размещенный в другом здании (транспортирование в кузовной цех производится толкающим межцеховым конвейером, непосредственно связанным с толкающими конвейерами цеха кабин и оперения и проходящим по галерее, соединяющей прессовый корпус со зданием кузовного цеха).

Проведенный контрольный осмотр при выходе с прессовых линий готовые штампованные детали кабин и оперения вручную укладываются стопами весом до 400 кг в специальные подвесные контейнеры, подвешенные к грузовым тележкам толкающего конвейера. Для этого в местах выхода с прессовых линий готовых деталей толкающие конвейеры имеют полукольцевые неприводные ответвления, связанные механизмами заталкивания тележек с прассами конвейера. Полукольцевые ответвления могут быть связаны непосредственно с прессами на линиях штамповки приводными или неприводными рольгангами для подачи контейнеров, снятых с тележек, с прессом, удаленным от полукольцевых ответвлений. Такие прессы могут быть связаны с ответвлениями толкающих конвейеров при помощи переставных ленточных транспортеров, которые передают выходящие с прессов детали к месту их погрузки в контейнеры на полукольцевых ответвлениях.

Выбор этих вспомогательных устройств зависит от характера штампуемых изделий, их габаритных размеров, темпа штамповки и т. д. Сравнительно небольшие, легко укладываемые детали проще загружать в контейнер непосредственно возле прессов, подавая контейнер к прессу. Наоборот, при укладке крупных изделий, которые быстро заполняют контейнеры, целесообразнее подавать их к ответвлению толкающего конвейера, чтобы не иметь потерь времени при частой подаче контейнеров к прессу.

Заполненные контейнеры со штампованными деталями передаются толкающим конвейером на соответствующий многоярусный склад хранения заделов штамповок (на склад деталей оперения детали, кроме того, можно подавать автопогрузчиками). По прибытии на склад грузовая тележка с деталями попадает на одну из опускающих секций конвейера, где контейнер отделается от тележки и скатывается по наклонному рольгангу в зону захвата кранового штабелеукладчика, после чего устанавливается на складе для хранения задела (рис. 1).

Емкость складов рассчитана в соответствии с размерами за-

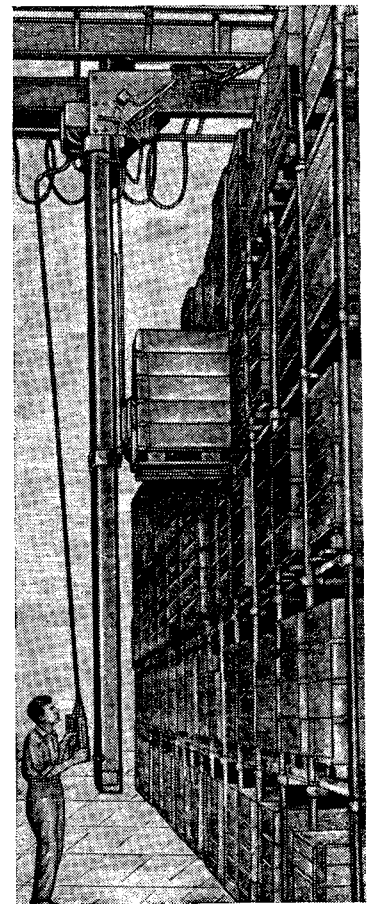


Рис. 1.

пускаемых в изготовление партий штампованных деталей, которые зависят от габаритных размеров и металлоемкости деталей, но не превышают месячной потребности на сборке.

Детали со складов на сборку подаются следующим образом: крановые штабелеукладчики снимают контейнеры с деталями со штабелей многоярусной укладки и подают их к другой трассе толкающего конвейера, которая также имеет на складе опускные секции. Команда на подачу определенных деталей подается по системе связи с диспетчерского пункта. Детали из поданных к толкающему конвейеру контейнеров перегружаются здесь в специальную подвесную тару, где они устанавливаются с воздушными промежутками для циркуляции промывающей жидкости при прохождении моечно-сушильного агрегата конвейерной промывки и сушки.

Специальная подвесная тара приспособлена к конфигурации определенных изделий, но, конечно, с возможной унификацией. Применение специальной подвесной тары обусловлено тем, что струи промывочной жидкости действуют на подвешенные к конвейеру крупногабаритные штампованные детали неправильной формы как на турбинные лопатки, вызывают их вращение на подвесках и падение, в результате чего бывают частые остановки моечно-сушильного оборудования. При установке в специальной таре изделия проходят через мойку в фиксированном положении. Необходимость применения подобной тары для каждого изделия устанавливается опытным путем.

Установка транспортируемых со склада изделий в специальную тару является единственной перевалочной операцией во всем цикле прохождения продукции в цехе по толкающим конвейерам.

Опорожненные контейнеры подвешиваются к тележкам толкающего конвейера и автоматически направляются на подвесной склад порожних контейнеров, откуда программным устройством в определенном ритме снова подаются к прессовым линиям для заполнения новым партиями штампуемых деталей (подвесные склады контейнеров размещены в старом здании корпуса). Аналогичные подвесные склады предусмотрены для хранения порожней специальной тары, применяемой при подаче изделий на промывку.

После мойки и сушки в одном из двух моечно-сушильных агрегатов детали согласно заданной программе направляются

по команде с диспетчерского пункта автоматически подается по мере потребности на склад многоярусного хранения штампованных деталей для очередного заполнения.

Для собранных на сборочных участках подузлов также имеются специальные подвесные склады, откуда подузлы в заданном ритме поступают на общую сборку кабин и оперения.

Собранные кабины и узлы оперения поступают на подвесные склады, а затем в заданном ритме подаются к межцеховому конвейеру и далее в кузовной цех для окраски.

Таким образом, при использовании толкающих подвесных конвейеров решается задача создания комплексно автоматизированного и механизированного производства в прессовом корпусе автозавода и почти полностью исключается ручной труд на транспортных операциях. Ручные работы сохранены только там, где автоматизация неоправданно сложна или пока практически невозможна.

Транспортная система для уборки отходов. Общее количество получаемых при штамповке отходов составляет во всем прессовом корпусе при программе 1965 г. 67,5 тыс. т. в год. Из этого количества лагетированные отходы составляют 44,2 тыс. т или около 145 т в сутки.

Для пакетирования такого количества отходов в корпусе устанавливаются четыре гидравлических пакетировочных прессы непрерывного прессования производительностью 3,0—3,5 т/час. Таким образом, пакетировочные прессы имеют расчетную загрузку около 85—67%, что позволяет без затруднений перерабатывать отходы при их поступлении во время штамповки.

Размер пакетов при весе 50—80 кг равен 250×250×500 мм. Пакетировочные прессы Московский автозавод имени Лихачева изготавливает собственными силами и по своим чертежам.

Удаление отходов, получаемых при штамповке, полностью механизировано. Система уборки в существующих пролетах прессового корпуса подвергается коренной реконструкции, а в новых пролетах создается дополнительная уборочная система.

С двух сторон каждой поточной прессовой линии, расположенной в новых пролетах корпуса, в перекрытии цокольного этажа, который служит полом на прессовых участках, вдоль всей длины линий сделаны продольные проемы шириной

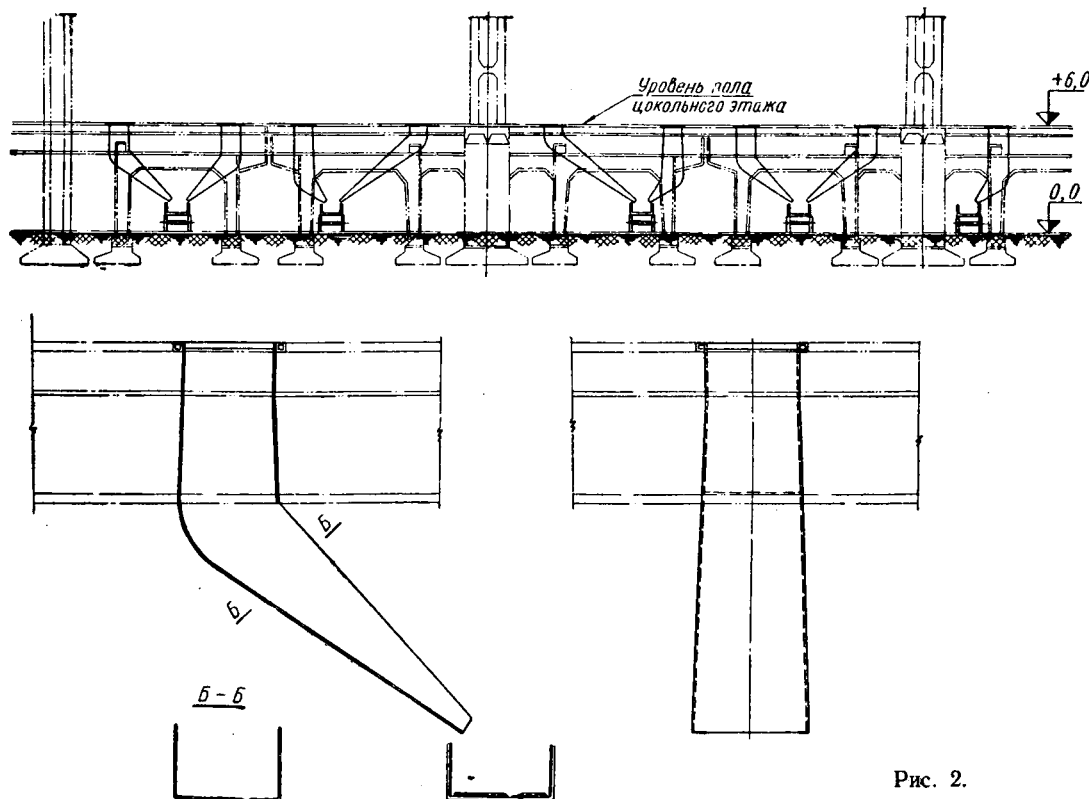


Рис. 2.

толкающим конвейером далее на сборочные участки, непосредственно к рабочим местам на сборке, где толкающий конвейер также имеет опускные секции. Опорожненная на сборке подвесная специальная тара согласно программному адресованию направляется сначала на подвесной склад для тары, а затем

1000 мм. Эти проемы перекрыты съемными сборными железобетонными плитами таким образом, что при удалении любой из этих плит образуется люк в перекрытии, служащий для сброса отходов на ленточные транспортеры, размещенные на нулевой отметке под линиями крупных прессов.

Транспортеры имеют резиновую ленту шириной 1200 мм. В люки вставлены отхопроводящие хоботы, показанные на рис. 2.

Система ленточных транспортеров в существующих пролетах связана с системой в пристройке магистральным транспор-

тером (рис. 3). Этот удлиненный ленточный транспортер заменяет прежний, расположенный в подземном тоннеле в зоне торцов существующих пролетов. На рис. 3 показан выход нового транспортера на нулевую отметку в зоне новой пристройки к корпусу.

Пакетируемые отходы, получаемые при штамповке, разделяются на самих штампах при помощи специальных ножей и автоматически сбрасываются в хоботы, ведущие к ленточным транспортерам под прессами.

Отходы, которые подлежат использованию путем вторичной переработки при штамповке более мелких изделий, удаляются также по возможности автоматизированным способом, но вместо сброса в люки через хоботы такие отходы собираются в специальную тару, устанавливаемую возле соответствующих прессов. По мере заполнения отходами эта тара вывозится краном или колесным транспортом к месту сбора используемых отходов и их хранения.

Подача отходов к пакетирующим прессам путем их непрерывной загрузки показана на рис. 4 (ви́зу изображены промежуточные передаточные транспортеры).

Удаление пакетов после их прессования также полностью механизировано. Для этого имеются транспортеры, установленные в специальных каналах, подающих спрессованные пакеты к двум шахтным подъемникам элеваторного типа, каждый из которых имеет по два опрокидывающихся пакетосборника в виде ковшей. При их опрокидывании пакеты переваливаются в подводящие по специальной железнодорожной ветке вагоны (рис. 5). В результате такой системы уборки отходов ликвидируется возможность захламления отходами производственных участков и устраивается

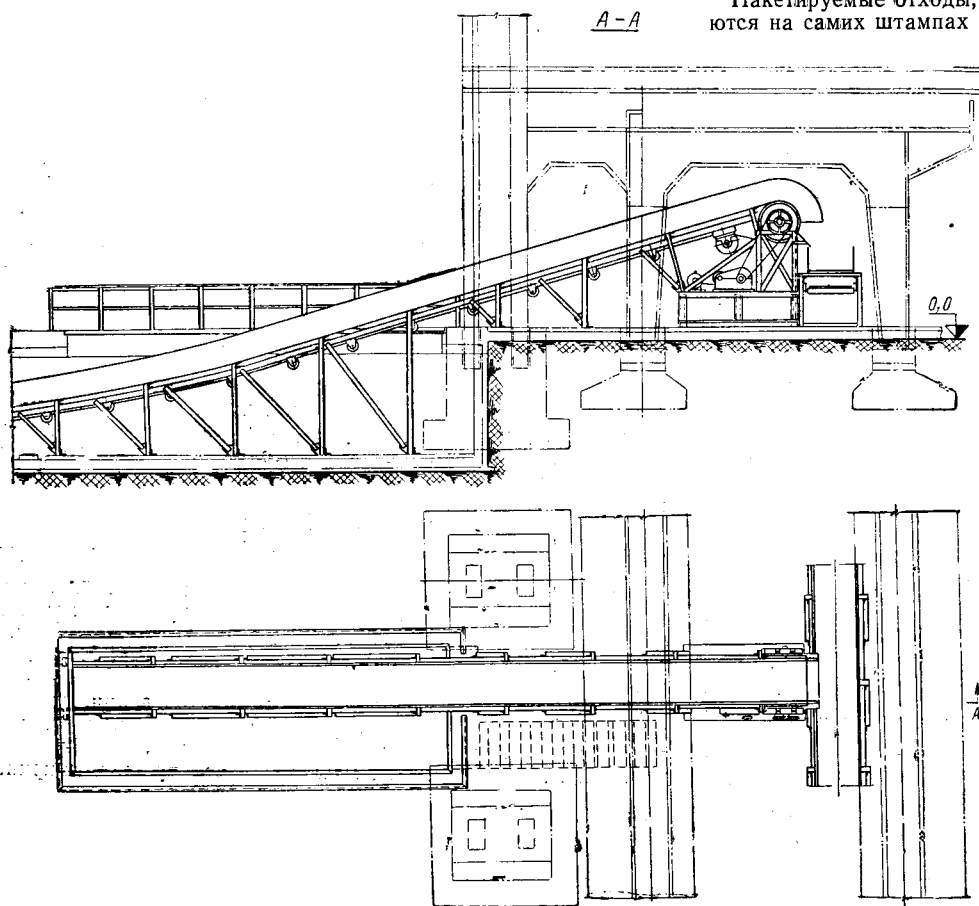


Рис. 3.

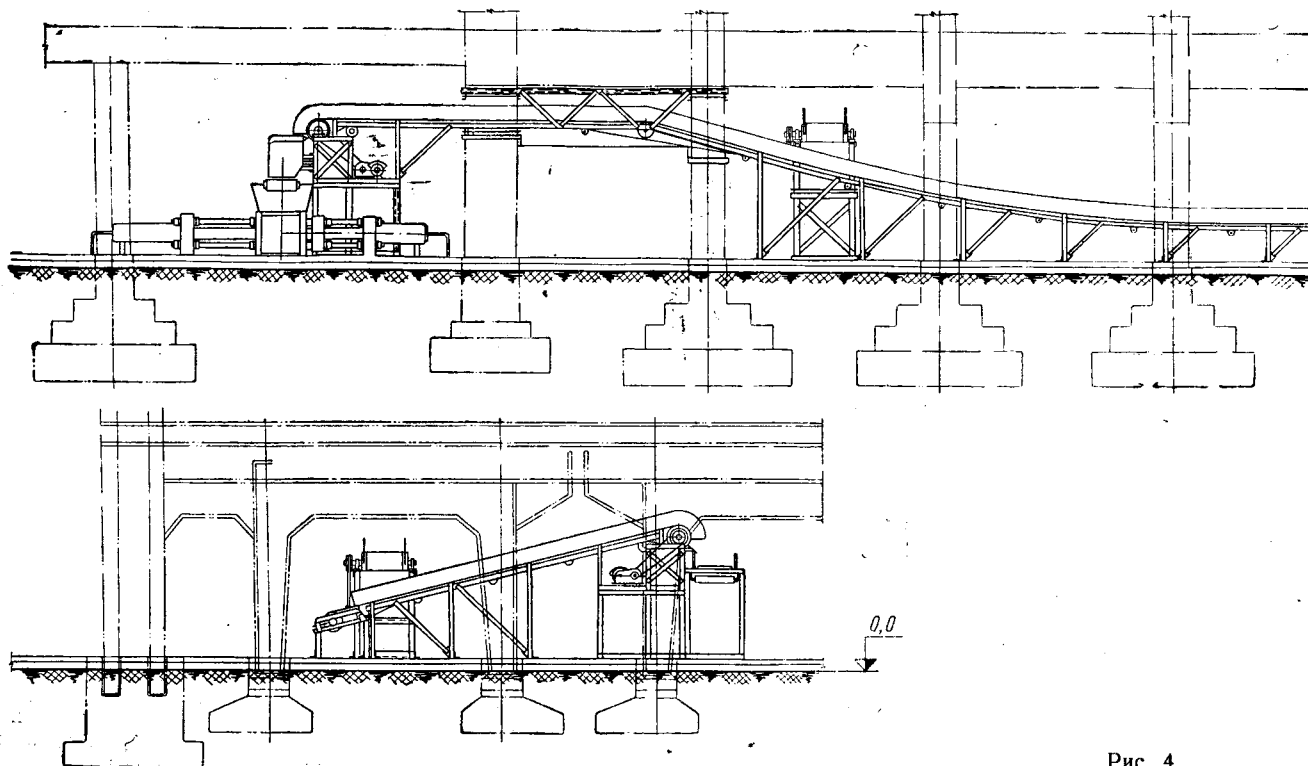


Рис. 4.

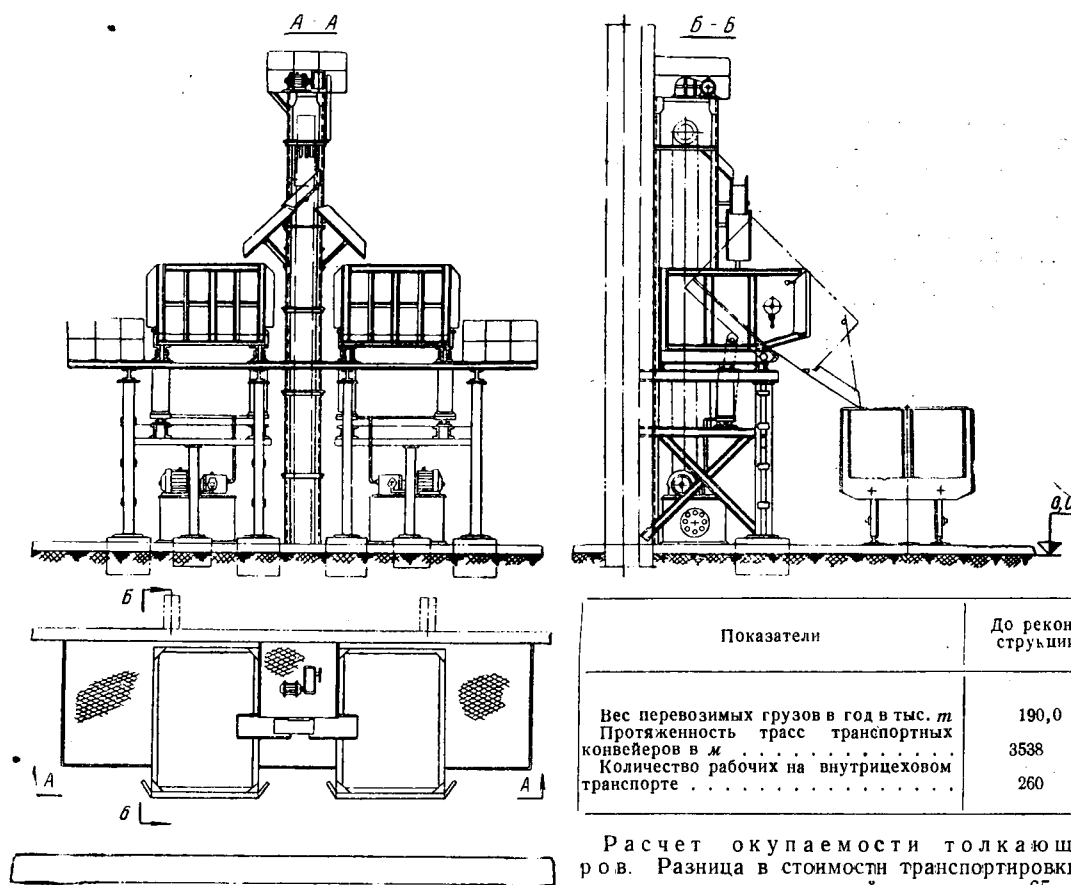


Рис. 5.

тяжелый ручной труд при уборке отходов. Некоторые показатели механизации транспорта в прессовом корпусе приведены в следующей таблице.

Показатели	До реконструкции	После реконструкции
Вес перевозимых грузов в год в тыс. т	190,0	269,7
Протяженность трасс транспортных конвейеров в м	3538	9216
Количество рабочих на внутрицеховом транспорте	260	159

Расчет окупаемости толкающих конвейеров. Разница в стоимости транспортировки 1 т грузов простыми толкающими конвейерами равна 65 коп. Годовая экономия на стоимости перевозок составляет $269\,700 \cdot 0,65 = 175\,000$ руб.

Разница в стоимости толкающих и простых конвейеров (с учетом одинаковой длины трасс и использования при простых конвейерах трасс, имеющихся в наличии) равна 798 000 руб.

Срок окупаемости дополнительных затрат составляет $798\,000 : 175\,000 = 4,5$ г.

Конструирование Исследования Испытания

Расчет на прочность стержней каркаса несущего кузова-фургона

М. Б. ШКОЛЬНИКОВ

НАМИ

КАРКАС несущего кузова-фургона состоит из продольных связей — стрингеров и поперечных связей — шпангоутных рам.

При расчетах под понятием стрингеры часто подразумевают не только продольные стержни каркаса, но и участки обшивки большой кривизны, способные передавать нормальные силы (например, участки обшивки на закруглениях крыши). К стрингерам относят также обвязку кузова и лонжероны каркаса основания, если они идут непрерывно по всей длине кузова.

Шпангоутная рама состоит из двух стоек, дуги крыши и поперечной балки каркаса основания.

Для расчета общей прочности несущего кузова используется так называемая балочная теория тонкостенных конструкций. В соответствии с этой теорией кузов рассматривается как обычная балка, опирающаяся на рессоры и изгибающаяся под действием собственного веса и веса груза.

В элементарной теории балок не учитываются деформации поверхности под действием приложенных к ней нагрузок, вследствие чего в балочном расчете поверхность кузова счи-

тается непрогнивающей. Это равносильно допущению о том, что стержни каркаса обладают бесконечной жесткостью и в них могут возникать только продольные силы.

В расчетной схеме кузова принимается, что листы обшивки работают только на сдвиг. При этом подразумевается, что стержни каркаса имеют шарниры в узлах соединения. В данном случае контур сечений кузова не изменяется лишь тогда, когда шпангоутные рамы соединены с жесткими в своей плоскости поперечными перегородками (диафрагмами).

В связи с изложенным балочный расчет кузова может считаться как исходный. Он позволяет определять усилия (напряжения) в стержнях каркаса в первом приближении и нуждается в дополнительных расчетах, учитывающих деформацию поверхности кузова.

Один такой дополнительный расчет каркаса основания изложен ранее [1]. Он позволяет определить напряжения в лонжеронах и поперечинах, связанные с поперечными деформациями нижней части кузова от приложенной к ней нагрузки.

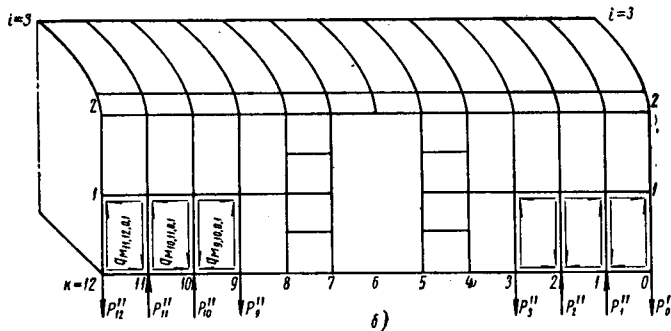
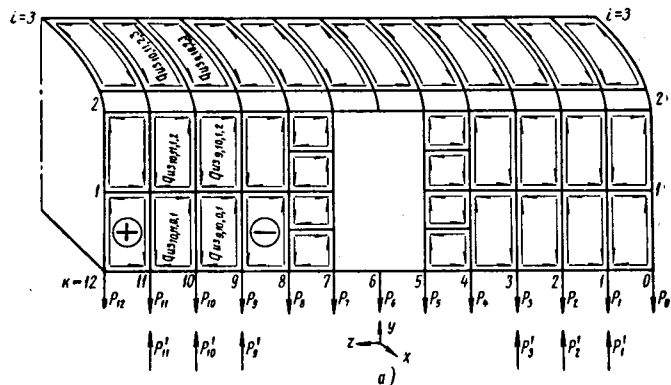


Рис. 1. Поток касательных сил в листах обшивки кузова:
а — потоки $q_{из}$; б — потоки $q_{М*}$.

В балочной расчетной схеме кузова в связи с тем, что листы обшивки работают только на сдвиг, все нагрузки как сосредоточенные, так и распределенные приводятся к узловому виду, т. е. к сосредоточенным силам, приложенным в сечениях по шпангоутам [2].

На рис. 1, а изображена схема кузова с нагрузками, приведенными к узловому виду.

Силы $P_0 - P_{12}$ (индексы обозначают шпангоуты) вызваны весом груза и собственным весом кузова. Они определяются как суммарные силы от половины весов груза и кузова, приходящихся на два полупролета слева и справа от каждого шпангоута.

Силы $P'_1 \div P'_3$ и $P'_9 \div P'_{11}$ вызваны реакциями кронштейнов рессор $P''_1, P''_2, P''_9, P''_{11}$ (рис. 2) и определяются в предположении, что лонжероны имеют шарниры над поперечинами.

Силы P_k и P'_k вызывают общий изгиб кузова и создают в обшивке потоки погонных касательных сил.

$$q_{из k-1, k, i, i+1} = \delta_{k-1, k, i, i+1} \tau_{из k-1, k, i, i+1}$$

где $\tau_{из k-1, k, i, i+1}$ — касательное напряжение панели, расположенной между $k-1$ и k шпангоутами и между i и $i+1$ стрингерами;
 $\delta_{k-1, k, i, i+1}$ — толщина обшивки панели.

Касательное напряжение определяется по балочной формуле

$$\tau_{из k-1, k, i, i+1} = \frac{Q_{x k-1, k} S_{x k-1, k, i, i+1}^{omc}}{J_{x k-1, k} \delta_{k-1, k, i, i+1}},$$

где $J_{x k-1, k}$ — приведенный момент инерции (с учетом только продольных связей) сечений кузова на участке между $k-1$ и k шпангоутами;

$Q_{x k-1, k}$ — поперечная сила на этом же участке кузова;

$S_{x k-1, k, i, i+1}^{omc}$ — приведенный статический момент отсеченной части кузова для сечений между $k-1$ и k шпангоутами на участке контура шпангоута между i и $i+1$ стрингерами.

На рис. 1, а односторонними стрелками показаны потоки погонных касательных сил $q_{из}$ в панелях кузова, вызванные указанными на схеме нагрузками.

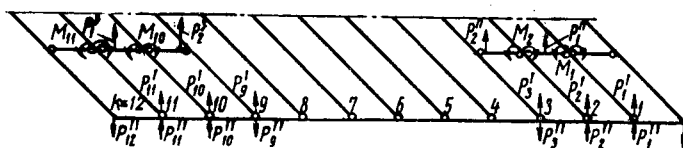


Рис. 2. Схема передачи нагрузок на стены кузова.

Будем приписывать знак плюс для потока погонных касательных сил, подобного показанному на панели 11, 12, 0, 1 (рис. 1, а).

Внешние нагрузки будем считать положительными, если они направлены в сторону, противоположную стрелкам координатных осей, изображенных на рис. 1, а.

Используя схему рис. 1, а, можно, вырезав любой элемент каркаса с действующими на его нагрузками, определить из условия равновесия его продольные силы. Например, для стрингера $i=3$ (центральный стрингер крыши на рис. 1, а) на участке между узлами (3, 12) и (3, 11) можно записать условие равновесия (первая цифра номера узла до запятой указывает номер продольной связи, вторая цифра — номер шпангоута), учитывая, что в узле (3, 12) продольная сила стрингера равна нулю (внешние нагрузки отсутствуют):

$$0 - q_{из 11, 12, 2, 3} a_{11, 12} - q_{из 11, 12, 3} a_{11, 12} + N_{из 3, 11}^{cmp} = 0.$$

Отсюда продольное усилие в узле (3, 11) равно

$$N_{из}^{cmp} = 2 q_{из 11, 12, 2, 3} a_{11, 12}.$$

В интервале между узлами (3, 12) и (3, 11) усилия в стрингере изменяются по линейному закону.

Аналогичным методом можно построить эпюры продольных сил для всех стрингеров (рис. 3, а, слева). Для продольных связей кузова такие эпюры лучше строить исходя из изгибающих моментов кузова [2]. Эпюры продольных сил стрингеров, построенные тем и другим методом, естественно одинаковы. Стрингеры кузовов-фургонов обычно прямолинейны по всей длине, поэтому наличие шарниров в узлах не вступает в противоречие с их фактическим напряженным состоянием, вызванным общим изгибом кузова. Если к стрингерам приложена поперечная нагрузка (лонжероны), то предполагается, что прогибы от этой нагрузки должны быть малы и не учитываться при оценке общей прочности кузова.

Рассмотрим шпангоутные рамы на примере рамы $k=10$ (рис. 1, а). Эта рама изображена на рис. 4, а со всеми действующими на нее нагрузками.

Балочная расчетная схема шпангоутной рамы приведена на рис. 4, б (предполагается, что имеется поперечная перегородка).

Продольные силы в узлах (0, 10), (1, 10), (2, 10) и (3, 10) шпангоутной рамы (рис. 4, б) определяются следующими равенствами:

$$\left. \begin{aligned} N_{u30,10} &= P_{10} - P'_{10}; \\ N_{u31,10} &= N_{u30,10} + (q_{u310,11,0,1} - q_{u39,10,0,1}) h_{01}; \\ N_{u32,10} &= N_{u31,10} + (q_{u310,11,1,2} - q_{u39,10,1,2}) h_{12}; \\ N'_{u32,10} &= \frac{N_{u32,10}}{\sin \beta}; \\ N_{u33,10} &= N'_{u32,10} + (q_{u310,11,2,3} - q_{u39,10,2,3}) h_{23}, \end{aligned} \right\} (1)$$

где $h_{01} - h_{23}$ — размеры панелей в направлении контура сечения.

Между узлами продольные силы изменяются по линейному закону.

Очевидно, что балочная теория тонкостенных конструкций ставит такое количество условий, что расчетная схема мало

направлении. Кроме того, шпангоутные рамы так мало деформируются в своей плоскости, что стрингеры по-прежнему могут считаться прямолинейными. Это обосновывает возможность для общего случая считать потоки касательных сил в панелях постоянными, не вступая в противоречия с исходным методом расчета общей прочности кузова.

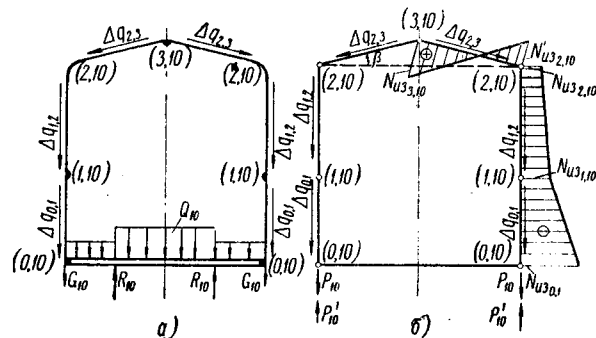


Рис. 4. Расчетные схемы шпангоутных рам:

$\Delta q_{01} - \Delta q_{23}$ — разности величин погонных касательных сил, действующих слева и справа от шпангоута; Q_{10} — нагрузка, приходящаяся на поперечину $k = 10$ от веса груза; G_{10} — нагрузка, приходящаяся на стены кузова от веса груза и веса кузова.

Применяя балочную расчетную схему, пришлось бы назначать для шпангоутных рам необоснованно большие размеры сечений. По более точной теории расчет шпангоутной рамы становится достаточно громоздким. Поэтому рассмотрим особенности автомобильного кузова, позволяющие во многих случаях использовать упрощенные методы расчета.

Изгибная жесткость поперечной балки каркаса основания во много раз больше изгибной жесткости стоек шпангоутных рам. Поэтому целесообразно поперечную балку отбросить и предположить, что в узлах (0, 10) имеется жесткая заделка стоек рамы. Такое допущение позволит рассчитывать верхнюю часть шпангоутной рамы независимо от каркаса основания.

Углы наклона β ветвей дуг крыши обычно небольшие. Поэтому можно условно (рис. 4, б) спрямить дугу (считать $\beta = 0$, рис. 4, б). Тогда в раме, несмотря на конечную жесткость элементов и отсутствие шарниров, будут появляться только продольные силы, и для них справедливы формулы (1). Продольные силы в узле (2, 10), вычисленные по третьей и четвертой формулам (1), для такой рамы будут равны нулю.

Если в раме, изображенной на рис. 4, б, между узлами (2, 10) установлена горизонтальная балка (рис. 4, б, пунктирная линия), то можно допустить, что в стержнях возникают только продольные силы и в случае отсутствия поперечной перегородки. Следовательно, рассчитывать раму можно по формулам (1). Горизонтальные балки иногда применяются в кузовах-фургонах (преимущественно рефрижераторных) для подвески груза.

При расчете таких конструкций следует учитывать, что если балка-подвеска загружена, то в узле (2, 10) появляется сосредоточенная сила $P_{\delta_{10}}$, передаваемая этой балкой на стены кузова. Тогда по третьей формуле (1) надо вычислять два значения продольной силы для узла (2, 10):

под точкой приложения силы

$$N_{u32,10} = N_{u31,10} + (q_{u310,11,1,2} - q_{u39,10,1,2}) h_{12};$$

над точкой приложения силы

$$N_{u32,10} = N_{u31,10} + (q_{u310,11,1,2} - q_{u39,10,1,2}) h_{12} + P_{\delta_{10}}.$$

В узле (2, 10) появляется скачок эпюры продольных сил, равный по величине $P_{\delta_{10}}$. В четвертую формулу (1) для этого случая загрузки надо подставлять второе значение силы $N_{u32,10}$.

В балке-подвеске также возникает продольное усилие, которое можно определить из равновесия вырезанного узла (2, 10). Точность расчета шпангоутной рамы (рис. 4, б) при наличии балки-подвески лежит в пределах точности расчетов, применяемых для ферм, когда узлы считаются шарнирными.

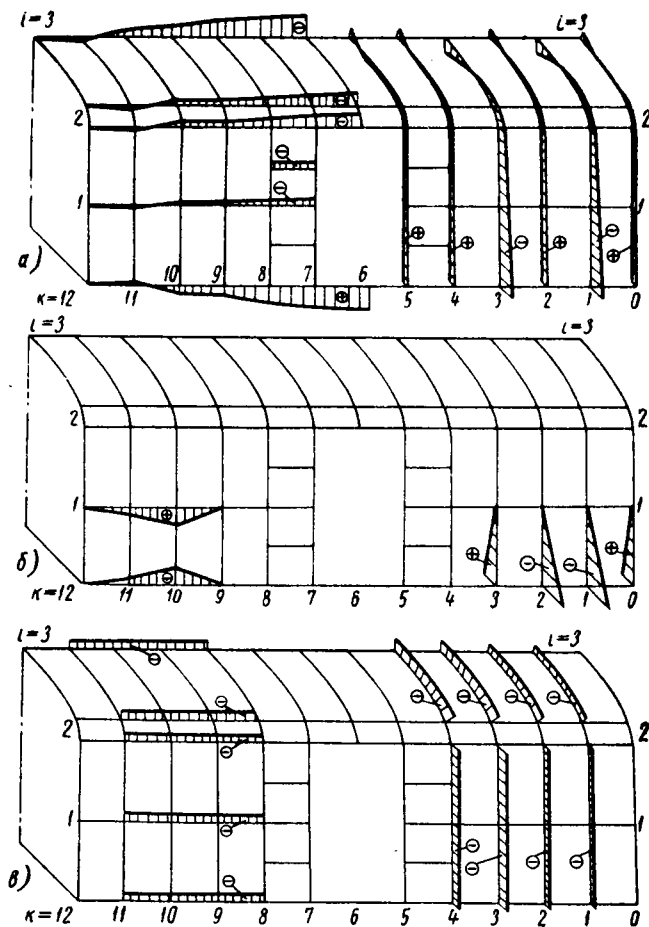


Рис. 3. Эпюры продольных сил стержней каркаса (слева — в стрингерах, справа — в шпангоутах):

а — эпюры N_{u3} ; б — эпюры N_M ; в — эпюры $N_{уст}$

соответствует реальной конструкции шпангоутной рамы. В частности, рама, изображенная на рис. 4, а, не имеет ни поперечной перегородки, ни шарниров в узлах. Невосвоя нагрузка стержней и криволинейность дуги крыши вызывают поперечные деформации элементов рамы и напряжения изгиба. Поэтому в общем случае шпангоутная рама должна рассчитываться не по балочной расчетной схеме, а по более точной теории тонкостенных конструкций, учитывающей конечную изгибную жесткость рам и изменяемость контура сечения кузова. В этом случае предполагается, что элементы шпангоутной рамы имеют узловые шарниры в плоскости панелей стен и крыши, но не имеют их в перпендикулярном к поверхности кузова

При небольших углах наклона ветвей дуг крыши можно не спрямлять последние, а строить эпюры продольных сил, не считаясь с изгибающими моментами, т. е. так же, как показано на рис. 4, б. Такое построение не даст больших погрешностей, если величина $N_{из2,10}$, определенная по третьей формуле (1), будет малой. На закруглениях углов крыши эпюра продольных сил [узел (2, 10) рис. 4, а] может быть условно проведена в виде плавной кривой, соединяющей ординаты эпюры $N_{из}$ в точках начала и конца закругления.

Подобным образом построены эпюры продольных сил шпангоутных рам (рис. 3, а, справа).

В средней части кузова (см. рис. 1, а) предусмотрен вырез в боковой стенке для двери. В связи с отсутствием обшивки в этом месте не показаны потоки касательных сил. В балочном расчете предполагается, что эти потоки погонных касательных сил возникают внутри стержней, окантовывающих вырез. Это справедливо при достаточной жесткости рамы дверного проема.

В случае отсутствия поперечных деформаций от нагрузок, приложенных перпендикулярно поверхности кузова, можно было бы ограничиться вычислением силы $N_{из}$. Однако отдельные части поверхности кузова, и в особенности нижняя поверхность с каркасом основания, получают значительные поперечные деформации. Вследствие этого кузов догружается статически неопределимыми моментами M_1, M_2, M_{10}, M_{11} (см. рис. 2) [1]. Указанные моменты передают через поперечины на стены кузова системы сил $P'_0 - P'_3$ и $P'_{10} - P'_{12}$, показанные на рис. 2 и рис. 1, б.

Данные системы сил самоуравновешены, т. е. сумма проекций их на любое направление дает нуль. Следовательно, системы сил не нарушают равновесия кузова.

Если в каркасе основания, изображенном на рис. 2, был бы только один статически неопределимый момент M_1 , то он вызвал бы группу самоуравновешенных сил, приложенных в точках 0, 1 и 2 нижней кромки кузова:

$$\left. \begin{aligned} P'_{01} &= \frac{M_1}{a_{01}}; \\ P'_{11} &= -\frac{M_1}{a_{01}} - \frac{M_1}{a_{12}}; \\ P'_{21} &= \frac{M_1}{a_{12}}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где a_{01}, a_{12} — размеры панелей в направлении оси кузова.

Аналогичные группы самоуравновешенных сил дают остальные три статически неопределимых момента опорных сечений лонжеронов каркаса основания. Каждое из усилий $P'_0 - P'_3$ и $P'_{10} - P'_{12}$, определяется как сумма усилий, даваемых каждым моментом.

В приложении к тонкостенным конструкциям вопрос о действии системы самоуравновешенных сил рассматривался в ряде работ. Например, А. Ф. Феофанов [3] показал, что самоуравновешенные нагрузки вызывают ощутимое значение усилий в стержнях каркаса только на ограниченной длине, равной ширине панелей, к которым они приложены.

Для несущего кузова-фургона можно принять, что действие сил P_k ограничено первыми по высоте кузова панелями. При таком допущении погонные касательные силы q_M , вызываемые действием на кузов сил P'_k , будут возникать только в панелях, приведенных на рис. 1, б. Погонные касательные силы в остальных панелях, вызванные действием этих сил, будут считаться нулевыми.

Определим потоки касательных сил q_M , возникающие в панелях нижней левой части кузова. Из условия равновесия на шпангоуте $k=12$ получим

$$P'_{12} - q_{M_{11, 12, 0, 1}} h_{01} = 0; \quad q_{M_{11, 12, 0, 1}} = \frac{P'_{12}}{h_{01}}.$$

Из условия равновесия на шпангоуте $k=11$

$$q_{M_{10, 11, 0, 1}} = \frac{P'_{11} + P'_{12}}{h_{01}}.$$

Из условия равновесия на шпангоуте $k=10$

$$q_{M_{9, 10, 0, 1}} = \frac{P'_{10} + P'_{11} + P'_{12}}{h_{01}}.$$

Если система сил самоуравновешена и статически неопределимые моменты M_k направлены, как указано на рис. 2, то величина $q_{M_{9, 10, 0, 1}}$ изменит знак. Для шпангоута $k=9$ должно быть справедливо равенство

$$P'_9 + q_{M_{9, 10, 0, 1}} h_{01} = 0.$$

После определения потоков касательных сил продольные усилия в элементах каркаса легко определяются из условий равновесия. Продольные усилия в пределах каждого пролета стержня каркаса изменяются по линейному закону и равны нулю: для шпангоутов — в узлах пересечения стоек со стрингером $i=1$, для стрингеров (например, левой части кузова) — в узлах (1, 12) и (1, 9). Поэтому для построения эпюр продольных сил достаточно определить усилия: для шпангоутов — в узлах пересечения стоек с нижним стрингером; для стрингеров — в узлах (1, 11) и (1, 10).

Продольные силы в стрингере определяются для узлов (1, 12), (1, 11), (1, 10), (1, 9) из уравнений:

$$\left. \begin{aligned} N_{M_{1, 12}}^{cmp} &= 0; \\ N_{M_{1, 11}}^{cmp} &= q_{M_{11, 12, 0, 1}} a_{11, 12}; \\ N_{M_{1, 10}}^{cmp} &= N_{M_{1, 11}}^{cmp} + q_{M_{10, 11, 0, 1}} a_{10, 11}; \\ N_{M_{1, 9}}^{cmp} &= N_{M_{1, 10}}^{cmp} + q_{M_{9, 10, 0, 1}} a_{9, 10}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Сила $N_{M_{1, 9}}^{cmp}$, вычисленная по последней формуле (3), получается равной нулю.

Аналогично определяются продольные силы стрингеров в остальных узлах панелей, где есть потоки погонных касательных сил (см. рис. 1, б).

Продольные силы шпангоутов в узлах по нижней кромке кузова равны силам, приложенным в этих узлах.

Для построения эпюр продольных сил в стрингерах и шпангоутах, вызванных деформацией каркаса основания, достаточно полученных данных. Такие эпюры построены на рис. 3, б.

Приближенность этого расчета заключается в том, что принимаются потоки касательных сил q_M , имеющиеся только в нижних панелях кузова. Фактически они будут находиться и в верхних панелях, расположенных между шпангоутами, где приложены силы P'_k .

Чтобы рассчитать точно конструкцию на действие сил P'_k , следовало бы рассмотреть ее как многократно статически неопределимую систему с количеством лишних неизвестных, равных числу промежуточных узлов соединения стрингеров со шпангоутами. Такие расчеты приводятся, например, у А. Ф. Феофанова [3]. Уже в следующем над первым рядом панелей потоки погонных касательных сил будут малы по сравнению с потоками касательных сил первого ряда. Пренебрежение потоками касательных сил в остальных панелях позволяет резко упростить расчеты, вызывая небольшие искажения расчетных напряжений стержней каркаса в верхних частях (концевых), где общие напряжения вообще невелики.

Картина напряженного состояния каркаса и панелей кузова будет неполной, если не учесть влияния потери устойчивости обшивки кузова от сдвига.

После потери листами устойчивости от сдвига в обшивке появляются не только касательные, но и нормальные напряжения. Поэтому, рассматривая равновесие стержней, окантовывающих панель с обшивкой, потерявшей устойчивость от сдвига, следует отбрасывать обшивку и заменять ее действие не только касательными, как это делалось выше, но и нормальными силами.

Если стержни обладают бесконечной изгибной жесткостью в плоскости панели (это условие почти всегда можно принять, так как панель входит в состав конструкции), то нормальные напряжения вызывают только сжатие стержней.

Продольная (сжимающая) сила, появляющаяся на участке i -го стрингера, разделяющего i и $i+1$ панели (по направлению

контура сечения кузова) с обшивкой, потерявшей устойчивость от сдвига, и расположенного между $k-1$ и k шпангоутами, определяется по формуле [4]:

$$N_{устл}^{ср}(k-1, k) = -\frac{1}{2} (\sigma_{z_{l-1, l}} \delta_{l-1, l} h_{l-1, l} + \sigma_{z_{l, l+1}} \delta_{l, l+1} h_{l, l+1})_{(k-1, k)}.$$

Продольная (сжимающая) сила на участке k -го шпангоута, разделяющего k и $k+1$ панели в направлении оси кузова с об-

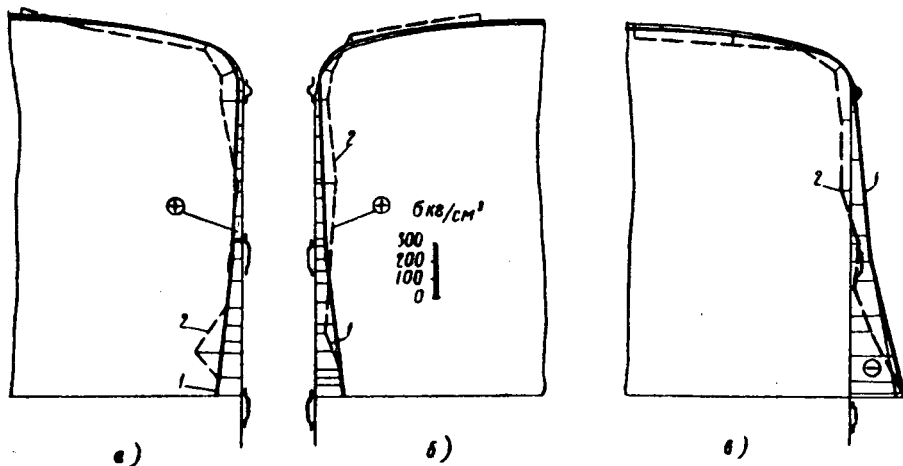


Рис. 5. Эпюры напряжений шпангоутов полуприцепа:

а — шпангоут 5; б — шпангоут 6; в — шпангоут 10; 1 — расчетные; 2 — экспериментальные.

шивкой, потерявшей устойчивость от сдвига, и расположенного между $i-1$ и i стрингерами, равна [4]

$$N_{устк}(i-1, i) = -\frac{1}{2} (\sigma_{y_{k-1, k}} \delta_{k-1, k} a_{k-1, k} + \sigma_{y_{k, k+1}} \delta_{k, k+1} a_{k, k+1})_{(i-1, i)},$$

где σ_z и σ_y — составляющие нормальных напряжений по осям панели (ось z — вдоль оси кузова, а ось y — в направлении контура сечения кузова), появляющиеся в обшивке после потери устойчивости от сдвига;

$$\sigma_z = \left[\tau - \frac{1}{2} \tau_{кр} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{ctg} \alpha} \right) \right] \operatorname{ctg} \alpha;$$

$$\sigma_y = \left[\tau - \frac{1}{2} \tau_{кр} \left(1 + \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} \right) \right] \operatorname{tg} \alpha,$$

где τ — касательное напряжение в обшивке панели;

$\tau_{кр}$ — критическое напряжение листа обшивки панели при сдвиге;

α — угол наклона волн обшивки, потерявшей устойчивость (приближенно его можно считать равным углу наклона диагонали панели).

Эпюры продольных сжимающих сил каркаса кузова, появляющихся при потере устойчивости обшивкой, приведены на рис. 3, в. На этом рисунке для примера построены эпюры только для тех участков стрингеров и шпангоутов, которые ограничивают листы, потерявшие устойчивость от сдвига, по предположению.

После суммирования всех трех видов эпюр продольных сил $N_{из}$, N_M , $N_{уст}$ (см. рис. 3) получится полная эпюра усилий, возникающих в каркасе при изгибе кузова. Таким образом, напряженное состояние каркаса кузова при расчете на изгиб характеризуется тремя независимыми состояниями: по балочному расчету (от сил $N_{из}$); по расчету на дополнительные статически неопределимые усилия от деформации каркаса основания (от сил N_M); по расчету на устойчивость панелей от сдвига (от сил $N_{уст}$).

Продольные силы $N_{из}$, N_M , $N_{уст}$ вычисленные по всем изложенным формулам и способам, действуют в срединной поверхности обшивки. Если центр тяжести сечения профиля стрингера или шпангоута не совпадает с этой поверхностью, то указанные усилия вызовут продольный изгиб элементов каркаса [2], который надо учесть.

Изложенное выше дает возможность приближенно рассчитывать многократно статически неопределимую конструкцию, какой является несущий кузов, по простым формулам балочной теории. Такой способ вытекает из гипотез о линейном законе изменения нормальных напряжений по сечению кузова и постоянстве касательных напряжений в пределах каждой панели.

Для иллюстрации изложенной методики расчета стержней каркаса приведем результаты расчетов шпангоутных рам кузовов-фургонов полуприцепа Одесского автосборочного завода грузоподъемностью 7 т и прицепа Ульяновского автозавода грузоподъемностью 6 т.

На рис. 5 и 6 приведены эпюры расчетных напряжений нескольких шпангоутных рам. Тонкие линии эпюр (рис. 5, в и рис. 6, а) показывают напряжения без учета сил P_k . Шпангоутные рамы обоих кузовов рассчитывались только на сжатие-растяжение. При этом продольные силы $N_{уст}$ не учитывались из-за малой величины.

Эпюры экспериментальных напряжений (рис. 5 и 6) получены при исследовании прочности опытных образцов, полуприцепа и прицепа; эти напряжения определялись тензосметрированием. В каждом сечении шпангоутной рамы наклеивалось по 3—4 датчика. Однако показания всех датчиков каждого сечения отличались на величину, не превосходящую точности измерений (± 50 кг/см²). Поэтому на рис. 5 и 6 показаны только наибольшие по величине экспериментальные напряжения.

Из сравнения расчетных и экспериментальных эпюр видно, что они довольно хорошо совпадают вдоль стоек, особенно в нижней части, где напряжения наибольшие. В верхней части шпангоута по дуге крыши расчетные и экспериментальные напряжения очень малы и лежат в пределах точности измерений.

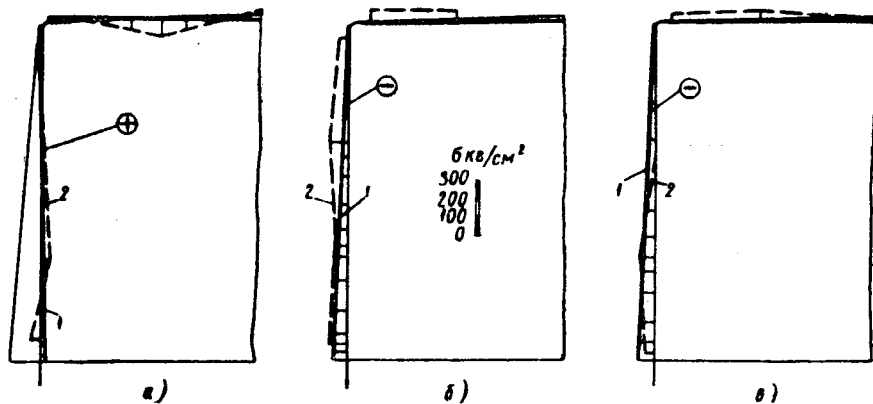


Рис. 6. Эпюры напряжений шпангоутов прицепа:

а — шпангоут 1; б — шпангоут 7; в — шпангоут 8; 1 — расчетные; 2 — экспериментальные.

Кроме того, сравнение эпюр показывает, что для исследованных конструкций можно ограничиться расчетом шпангоутных рам только на сжатие-растяжение.

Типичность подобных конструкций для автомобильных кузовов-фургонов позволяет сделать заключение о приемлемости такого расчета для большинства случаев.

ЛИТЕРАТУРА

1. Школьников М. Б., «Автомобильная промышленность» № 8, 1960.
2. Школьников М. Б., «Автомобильная промышленность» № 10, 1960.
3. Феофанов А. Ф., Строительная механика тонкостенных конструкций, Оборонгиз, 1958.
4. Стрингунов В. М., Теоретическое и экспериментальное исследование тонкостенных балок, Труды ЦАГИ, № 349, 1938.

Методика исследования влияния дорожных условий на скоростной режим работы автомобиля повышенной проходимости

Канд. техн. наук В. П. ГРИВАНОВ

Всесоюзный заочный машиностроительный институт

ДОРОЖНЫЕ условия оказывают существенное влияние на режим работы автомобиля, а следовательно, на надежность его работы.

Поэтому исследование количественных показателей, которые характеризуют скоростной режим работы автомобиля для различных дорожных условий, таких, как частота трогания с места, включения различных передач и торможения, скорость движения автомобиля, время и путь движения на различных передачах, представляет определенный научный и практический интерес.

Это особенно касается автомобилей повышенной проходимости, работающих обычно в тяжелых дорожных условиях.

Были проведены специальные испытания грузового автомобиля повышенной проходимости 4×4 типа ГАЗ-63 (полный вес 5300 кг, мощность двигателя 76 л. с., шины односкатные 12,00—18").

Для проведения исследования были выбраны наиболее характерные маршруты движения автомобиля по асфальтовому шоссе, непрофилированной грунтовой дороге (летом, зимой и в период весенней и осенней распутицы) и снежной целине глубиной 150—300 мм.

Автомобиль двигался с наибольшими скоростями, допускаемыми дорожными условиями; общий пробег автомобиля за время исследования составил около 20 000 км.

Для определения количественных показателей скоростного режима работы автомобиля использовался режимометр.

Режимометр позволяет регистрировать число троганий автомобиля с места, число переключений передач, торможений и включений переднего ведущего моста, время и путь движения автомобиля при включении различных передач.

Показатели скоростного режима, отнесенные к 100 км пробега автомобиля, приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 2

Дорожные условия	Средняя скорость движения автомобиля в км/час при включенной передаче			
	первой	второй	третьей	четвертой
Асфальтированное шоссе	—	6,6	23,2	60,0
Летняя сухая грунтовая дорога	6,5	13,7	27,5	36,8
Зимняя заснеженная грунтовая дорога	5,0	15,7	21,2	31,4
Грязная грунтовая дорога	8,0	17,9	23,5	34,4
Снежная целина глубиной 150—300 мм	6,9	11,4	18,8	26,6
Грязная сильно разбитая труднопроходимая грунтовая дорога (бездорожье)	9,0	14,6	29,0	32,2

Таблица 3

Дорожные условия	Удельные скорости передач в км/час				Средняя скорость движения в км/час
	первой	второй	третьей	четвертой	
Асфальтированное шоссе	—	0,36	2,20	50,50	53,06
Летняя грунтовая дорога	0,02	0,41	15,15	15,43	30,98
Зимняя заснеженная дорога	0,13	2,07	9,01	13,00	24,21
Грязная разбитая грунтовая дорога	0,48	5,55	14,10	0,69	20,82
Снежная целина глубиной 50—300 мм	0,77	4,90	7,15	1,33	14,15
Тяжелая грунтовая дорога в распутицу (бездорожье)	2,52	8,45	4,05	0,06	15,08

Таблица 1

Показатели	Дорожные условия	Сцепления	Передачи коробки передач						Передний ведущий мост	Тормоза
			Первая	Вторая	Третья	Четвертая	Задний ход	Суммарно на всех передачах без учета передачи заднего хода		
Число включений	Асфальтовое шоссе	51	—	8	9	16	—	33	—	47
Время в сек.			—	400	440	5750	—	6790	—	
Путь в км			—	0,45	4,13	95,42	—	100	—	
Число включений	Сухая грунтовая дорога	138	6	24	43	43	—	116	—	48
Время в сек.			66	34	6350	4900	—	11680	—	
Путь в км			0,12	1,38	43,5	53,0	—	100	—	
Число включений	Зимняя заснеженная грунтовая дорога	488	29	73	126	71	—	299	—	51
Время в сек.			362	1955	6440	6150	—	14807	—	
Путь в км			0,5	8,5	37,3	53,7	—	100	—	
Число включений	Грязная грунтовая дорога	870	158	119	113	6	5	396	—	101
Время в сек.			1051	5415	10230	400	129	17095	—	
Путь в км			2,4	26,9	66,9	3,8	0,1	100	—	
Число включений	Сильно разбитая труднопроходимая грязная дорога (бездорожье)	970	212	235	137	7	18	591	7	312
Время в сек.			6640	13700	3340	56	358	23736	2240	
Путь в км			16,5	55,5	28,0	0,5	0,4	100	2,2	
Число включений	Снежная целина глубиной 150—300 мм	780	144	305	130	21	19	600	56	50
Время в сек.			2760	18470	2900	380	305	24530	11600	
Путь в км			5,3	72,2	21,0	1,5	0,4	100	4,07	

Как видно из табл. 1, дорожные условия определяют пробег автомобиля на той или иной передаче коробки передач.

При этом показатели скоростного режима работы автомобиля, соответствующие заданному распределению пробега по видам дорог, могут быть использованы при выборе расчетных режимов работы агрегатов.

Средняя скорость движения автомобиля зависит как от средних скоростей движения его на различных передачах, так и от коэффициентов использования передач по времени и может быть определена из уравнения

$$v_{cp} = v_1 k_{t1} + v_2 k_{t2} + v_3 k_{t3} + v_4 k_{t4},$$

где v — средняя скорость движения автомобиля на данной передаче;

k_t — коэффициент использования по времени, равный отношению времени движения на данной передаче к общему времени движения автомобиля.

Определенные (табл. 3) средние скорости движения автомобиля мало отличаются

ся от средних скоростей движения, полученных при длительных и дорожных испытаниях.

Таким образом, по приведенным показателям скоростного режима работы автомобиля в различных дорожных условиях можно правильно учитывать реальные эксплуатационные условия при проектировании и испытании автомобилей.

Предлагаемая методика учета движения автомобиля на различных передачах коробки передач позволяет определить влияние дорожных условий на среднюю скорость движения автомобиля и пути ее повышения.

Аналитическое определение времени и пути разгона

Канд. техн. наук Н. А. ЗАБАВНИКОВ

МВТУ имени Баумана

ПАРАМЕТРАМИ, характеризующими динамические качества или приемистость автомобиля и других транспортных машин, являются время и путь разгона их до максимальной скорости движения в заданных условиях.

При проектировании новой машины также необходимо определить время и путь ее разгона.

Ускорение автомобиля в дифференциальной форме

$$j = \frac{dv}{dt},$$

Откуда время разгона в интервале скоростей v_1-v_2

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{j}. \quad (1)$$

Для интегрирования правой части уравнения (1) необходимо иметь аналитическую зависимость ускорения автомобиля от скорости движения

$$j = f(v)$$

В теории автомобиля дается вывод следующего выражения ускорения:

$$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta}, \quad (2)$$

где D — динамический фактор;

ψ — общий или суммарный коэффициент сопротивления движению;

δ — коэффициент разгона вращающихся масс.

Это выражение не дает указанной зависимости, что приводит к необходимости графического построения кривых ускорений и обратных им величин в функции скорости с последующим интегрированием уравнения (1) приближенными способами. Следовательно, аналитическое определение времени разгона автомобиля возможно только в случае замены в формуле (2) динамического фактора и общего коэффициента сопротивления движению следующими функциями:

$$D = f(v); \quad \psi = \varphi(v),$$

которые позволяют решить интеграл в правой части выражения (1).

Динамический фактор может быть выражен через крутящий момент двигателя M и силу сопротивления воздуха P_w :

$$D = \frac{M i_0 \eta_0}{r_k G} - f_w, \quad (3)$$

где i_0 — общее передаточное число трансмиссии при данной передаче в коробке;

η_0 — общий к. п. д.;

r_k — радиус колеса;

G — вес автомобиля;

f_w — удельное сопротивление движению воздуха;

$$f_w = \frac{P_w}{G}.$$

В технической литературе встречается несколько эмпирических выражений для построения внешней характеристики двигателя, однако все они громоздки.

В результате проведенных исследований считаем возможным предложить замену опытной кривой момента двигателя аналитической зависимостью

$$M = a_M - k_M n^4, \quad (4)$$

проходящей через две точки 1 и 2 рабочей части характеристики (рис. 1). Последнее условие дает возможность определить постоянные коэффициенты уравнения (4):

$$k_M = \frac{M_1 - M_2}{n_1^4 - n_2^4}; \quad (5)$$

$$a_M = M_2 + k_M n_2^4. \quad (6)$$

Подставляем в формулы (4)–(6) момент, выраженный через динамический фактор по зависимости (3), а число оборотов через скорость автомобиля, учитывая, что

$$f_w = \tau v^2 = \frac{k_w F}{G} v^2,$$

где k_w — коэффициент обтекаемости автомобиля;

F — площадь лобового сопротивления.

В результате получим зависимость динамического фактора от скорости автомобиля

$$D = a - \tau v^2 + k v^4, \quad (7)$$

в которой коэффициенты a и k постоянны на данной передаче.

Коэффициент сопротивления движению в случае высоких скоростей движения автомобилю не остается постоянным [1]. При давлении в шинах 1,5 кг/см² значительный рост коэффициента сопротивления движению наблюдается со скорости 60–70 км/час.

При давлении в шинах 2,5 кг/см² и более то же явление наблюдается со скоростью около 100 км/час.

Подсчеты, проведенные по результатам работы [1], показали, что величина коэффициента сопротивления движению автомобиля с достаточно высокой точностью может определяться уравнением

$$f = \alpha + \lambda v^4, \quad (8)$$

где α и λ — постоянные коэффициенты;

$$\lambda = \frac{f_2 - f_1}{v_2^4 - v_1^4}; \quad (9)$$

$$\alpha = f_2 - \lambda v_2^4. \quad (10)$$

Значения f_1 ; f_2 ; v_1 ; v_2 берутся по опытной кривой (рис. 2).

Ошибка определения величины f по формуле (8) в отдельных точках не превышает 4% при изменении скорости движения от 75 (v_1) до 125 (v_2) км/час для давления в шинах 1,5 кг/см² и от 100 до 175 км/час для давления 2,5 и 3,5 кг/см².

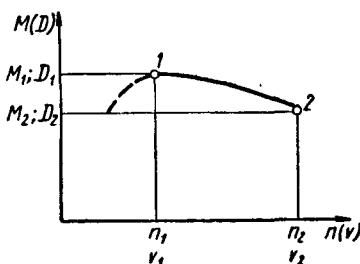


Рис. 1.

Увеличение интервала скоростей приводит к росту относительной ошибки формулы (8).

Нетрудно убедиться, что общий коэффициент сопротивления движению на подъеме с углом β будет иметь аналогичную зависимость от скорости, т. е.

$$\psi = \alpha_0 + \lambda_0 v^4. \quad (11)$$

где

$$\alpha_0 = \alpha \cos \beta + \sin \beta; \quad (12)$$

$$\lambda_0 = \lambda \cos \beta. \quad (13)$$

Подстановка выражений (2), (7), (11) в формулу (1) приводит к интегралу

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{b - \tau v^2 + k v^4},$$

где b , τ , k — постоянные коэффициенты при данной передаче в коробке.

Полученный интеграл при данном соотношении коэффициентов имеет общее решение, но более громоздкое, чем приводимое ниже.

Учитывая наличие тяговой или динамической характеристики автомобиля, выражение (4) момента двигателя целесообразно заменить аналогичным выражением динамического фактора, что не меняет способа определения времени разгона автомобиля по отдельным передачам и в то же время исключает в подынтегральной функции член с квадратом скорости. Примем зависимость динамического фактора от скорости

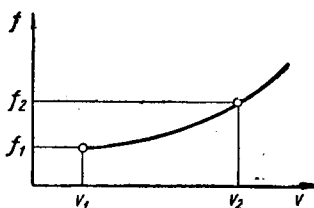


Рис. 2.

$$D = a - kv^4. \quad (14)$$

Из рис. 1 возьмем функцию (14), удовлетворяющую точкам 1 и 2 кривой динамической характеристики:

$$k = \frac{D_1 - D_2}{v_1^4 - v_2^4}; \quad (15)$$

$$a = D_2 + kv_2^4. \quad (16)$$

Коэффициенты k и a постоянны при данной передаче.

Кривые динамического фактора, полученные по уравнению (14), сравнивались с кривыми динамического фактора на всех передачах автомобилей, снабженных двигателями: четырехтактным карбюраторным, четырех- и двухтактным тяжелого топлива. Относительная ошибка определялась по выражению

$$\Delta = \frac{D_{zp} - D}{D_{zp}} 100\%,$$

где D_{zp} — значение динамического фактора по тяговой характеристике;

D — значение динамического фактора по уравнению (14).

В большинстве случаев максимальная ошибка была около 2%. При этом значения D_1 и D_2 формул (15) и (16) принимались всегда соответствующими максимуму и минимуму рабочей части характеристики.

Типичные случаи замены опытно-расчетных графиков динамического фактора аналитической функцией (14) и изменения относительной ошибки в рабочем диапазоне для двух передач автомобиля ЗИЛ-157 показаны на рис. 3 (а — вторая передача; б — пятая передача). Максимальная ошибка на остальных передачах не превышает 1,2%.

В каждом отдельном случае характер изменения относительной ошибки такой замены будет определяться характером изменения графика динамического фактора, зависящего от формы кривой момента двигателя, т. е. от свойств двигателя и от характера изменения воздушного сопротивления и общего к. п. д. автомобиля в данном интервале скоростей движения.

Подставляя в формулы (2) и (1) выражения (14) и (11), не содержащие членов с квадратом скорости, получим выражение времени разгона в интегральной форме

$$t = \frac{\delta}{g} \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{a_0 - k_0 v^4}, \quad (17)$$

где

$$a_0 = a - \alpha_0 = a - \alpha \cos \beta - \sin \beta \quad (18)$$

или при $\psi = \text{const}$

$$a_0 = a - \psi = a - f \cos \beta - \sin \beta; \quad (18')$$

$$k_0 = k + \lambda_0 = k + \lambda \cos \beta \quad (19)$$

или при $\psi = \text{const}$

$$k_0 = k. \quad (19')$$

Производя интегрирование и обозначая

$$b = \sqrt[4]{\frac{a_0}{k_0}}, \quad (20)$$

получим

$$t = \frac{\delta}{4g} \cdot \frac{b}{a_0} \left[2,303 \lg \frac{b+v}{b-v} + 2 \arctg \frac{v}{b} \right]_{v_1}^{v_2}, \quad (21)$$

где δ — коэффициент разгона вращающихся масс;
 g — ускорение силы тяжести.

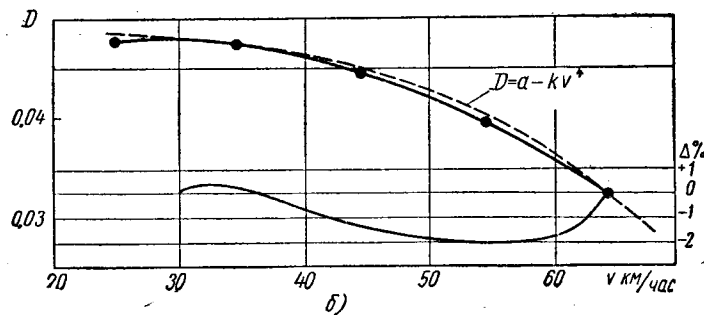
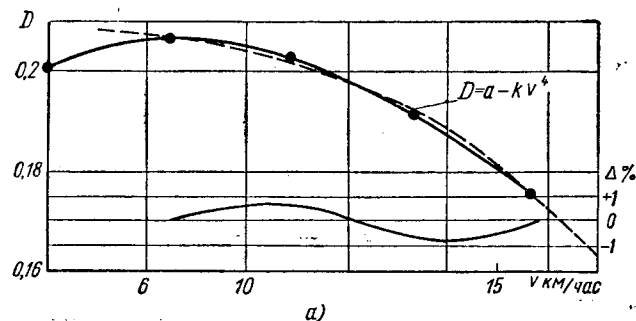


Рис. 3.

После подстановки пределов интегрирования и некоторых преобразований получим

$$t = \frac{\delta}{4g} \cdot \frac{b}{a_0} \left[2,303 \lg \left(\frac{b-v_1}{b+v_1} \cdot \frac{b+v_2}{b-v_2} \right) + 2 \left(\arctg \frac{v_2}{b} - \arctg \frac{v_1}{b} \right) \right]. \quad (22)$$

Принимая $z_1 = \frac{v_1}{b}$; $z_2 = \frac{v_2}{b}$, получим время разгона

в форме более удобной для расчетов:

$$t = \frac{\delta}{4g} \cdot \frac{b}{a_0} \left[2,303 \lg \left(\frac{1-z_1}{1+z_1} \cdot \frac{1+z_2}{1-z_2} \right) + 2 \left(\arctg z_2 - \arctg z_1 \right) \right]. \quad (23)$$

По выражениям (22) или (23) можно определить время разгона автомобиля на каждой передаче. При вычислениях удобно все расчеты представить в форме таблицы.

Нетрудно показать, что при достижении максимальной скорости движения, т. е. при $D = \psi$, получим

$$v_{\max} = b.$$

Последнее равенство, однако, делает невозможным принятие верхнего предела интегрирования на этой передаче $v_2 = v_{\max}$, так как правые части уравнений (22) и (23) обращаются в бесконечность [аналогично уравнению (1) при $j=0$]. В этом случае, как принято в теории автомобиля, следует положить верхний предел интегрирования

$$v_2 = 0,95v_{\max}.$$

Общее время разгона автомобиля будет складываться из времени разгона на отдельных передачах и времени, затрачиваемого на переключение передач в коробке.

Предлагаемым способом можно определять время разгона в любом интервале скоростей движения; при этом исключается необходимость подсчетов и графических изображений ускорений и обратных им величин на различных передачах. Этот способ в большинстве случаев будет давать более высокую точность сравнительной оценки приемистости автомобилей, чем графический способ.

Следует особо подчеркнуть, что сближение точек 1 и 2 на рис. 1, используемых для определения коэффициентов по формулам (15) и (16), приводит к существенному снижению максимальной относительной ошибки аналитического определения величины D . Точка 1 будет приближаться к точке 2 при определении времени разгона на высших передачах, имеющих обычно более значительные перекрытия графиков динамических факторов по скорости. За нижний предел интегрирования и за точку 1, дающую значения D_1 и v_1 , в этом случае следует принимать скорость, несколько меньшую, чем максимальная скорость на предыдущей передаче, так как для уменьшения времени разгона при возможности движения на любой из двух передач всегда следует разогнаться на той, которая обеспечивает более высокое ускорение. Так, например, если принять для пятой передачи автомобиля ЗИЛ-157 $v_1 = 44,5$ км/час вместо 30 км/час, принятых на рис. 3, б, то максимальная относительная ошибка снизится с 2,1 до 1,3%.

Более точно значение скорости v_1 на передаче порядкового номера $i+1$ может быть определено при использовании коэффициента потерь (за время переключения передачи) скорости

$$\gamma = \frac{v_{i2}}{v_{(i+1)1}}.$$

где v_{i2} — верхний предел интегрирования (максимальная скорость) на передаче порядкового номера i ;

$v_{(i+1)1}$ — нижний предел интегрирования на передаче $(i+1)$.

Приравнивая кинетическую энергию движущегося автомобиля работе сил сопротивления и считая, что за время переключения передачи движение равнозамедленное, легко получить

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{g\psi t_n}{\delta v_{i2}}} \quad (24)$$

где t_n — время переключения передачи.

Следовательно,

$$v_{(i+1)1} = \frac{v_{i2}}{\gamma}. \quad (25)$$

В случае наличия разрывов между графиками динамического фактора соседних передач по скорости при переходе на высшую передачу устойчивая работа двигателя возможна только на частичной характеристике или при увеличенном буксовании сцепления. После разгона в таких условиях до скорости, соответствующей числу оборотов максимального момента двигателя, возможен переход его на работы на внешнюю характеристику.

Обычно время этого процесса относится к времени переключения передачи, а интегрирование времени разгона ведется от минимальной скорости устойчивой работы двигателя по внешней характеристике, что, конечно, снижает точность его определения.

Можно утверждать, что ошибка определения времени разгона на любой передаче будет ниже максимальной погрешности Δ .

Сравнительно высокая точность аналитического определения времени разгона позволяет в большинстве случаев пользоваться для формул (15) и (16) значениями D_1 , v_1 и D_2 , v_2 , соответствующими максимальному крутящему моменту и максимальному числу оборотов двигателя. В этом случае для определения времени разгона можно обойтись без построения динамической характеристики автомобиля, если определять $v_{\max}$ по формуле (14), в которой величина D заменена заданным и равным ему значением ψ .

Определение времени разгона по предлагаемому методу до максимальной скорости движения автомобиля ЗИЛ-157 65 км/час на шоссе $f=0,018$ с грузом 2,5 т дало результат $t=49,3$ сек. (без учета времени переключения передач) вместо $t=48,6$ сек., полученных графическим способом.

Все сказанное в равной степени относится и к случаю аналитического определения пути разгона автомобиля до заданной скорости движения.

Приращение пути в дифференциальной форме

$$dS = vdt.$$

Сопоставляя это выражение с формулой (17), нетрудно получить интегральную форму пути разгона

$$S = \frac{\delta}{g} \int_{v_1}^{v_2} \frac{v dv}{a_0 - k_0 v^4}. \quad (26)$$

Интегрируя последнее выражение и учитывая формулу (20), получим

$$S = \frac{2,303\delta}{4gk_0b^2} \left| \lg \frac{b^2 + v^2}{b^2 - v^2} \right|_{v_1}^{v_2}. \quad (27)$$

После подстановки пределов интегрирования и небольших преобразований путь разгона автомобиля на данной передаче в коробке в интервале скорости движения v_1-v_2 будет

$$S = \frac{2,303\delta}{4gk_0b^2} \lg \left(\frac{1-z_1^2}{1+z_1^2} \cdot \frac{1+z_2^2}{1-z_2^2} \right), \quad (28)$$

где z_1 и z_2 имеют прежние значения.

Следует подчеркнуть, что все замечания, сделанные ранее о максимальной скорости, выборе пределов интегрирования и погрешности определения, остаются справедливыми и для аналитического выражения пути разгона. В частности, пределы интегрирования при определении времени и пути разгона должны быть одинаковыми.

Аналогично времени полный путь разгона автомобиля будет складываться из путей разгона на передачах и суммы путей, проделанных автомобилем при переключении передач. В большинстве случаев последняя сумма не учитывается, что приводит к чисто сравнительному характеру определения времени и пути разгона при проектировании и дает результат, далекий от действительного.

Для получения результатов, более приближающихся к экспериментальным, расчеты следует всегда вести с учетом времени на переключение передач и отрезков пути, которые автомобиль проделает при этом.

Для сохранения возможности сравнения при проектировании рекомендуется принимать время на переключение передач: 1) для коробок передач с передвигными шестернями 3 сек; 2) для коробок передач с передвигными каретками и синхронизаторами 2 сек.; 3) для планетарных коробок передач с переключением их фрикционными элементами 1 сек.

Путь, проделанный автомобилем при движении по инерции, за время переключения передачи S_n можно легко определить, принимая это движение равнозамедленным. При этом, как и в случае вывода коэффициента потерь скорости (24), рационально пренебречь изменением суммарного коэффициента сопротивления движению и воздушным сопротивлением.

Тогда

$$S_n = v_{cp} t_n$$

где

$$v_{cp} = \frac{v_{i2} + v_{(i+1)1}}{2} = \frac{v_{i2}}{2} \left(1 + \frac{1}{\gamma} \right).$$

После подстановки

$$S_n = \frac{v_{i2}}{2} \left(1 + \frac{1}{\gamma} \right) t_n \quad (29)$$

В приведенном выше примере разгона автомобиля ЗИЛ-157 сумма S_n за время четырех переключений передач составляет 15% от общего пути разгона, полученного без учета S_n , что несомненно говорит о необходимости ее учета.

Следовательно, целесообразно определять общее время и путь разгона автомобиля по формулам

$$t_0 = \sum_{i=1}^n t_i + \sum_{i=1}^{n-1} t_n$$

$$S_0 = \sum_{i=1}^n S_i + \sum_{i=1}^{n-1} S_n \quad (30)$$

где n — число передач, используемых для разгона до заданной скорости движения.

Выводы

1. Для аналитического определения времени и пути разгона необходимо иметь: значения динамического фактора и скорости на каждой передаче, соответствующие максимальному крутящему моменту и максимальной мощности двигателя; значения коэффициента разгона вращающихся масс δ ; коэффициент сопротивления движению f и угол подъема β , а для скоростных машин — экспериментальную зависимость коэффициента сопротивления движению от скорости.

Располагая указанными данными, необходимо определить для каждой передачи в коробке:

1) постоянные коэффициенты уравнения динамического фактора k и a по формулам (15) и (16);

2) общий коэффициент сопротивления движению ψ или для скоростных машин коэффициенты уравнения сопротивления движению, с учетом подъема α_0 и λ_0 по формулам (12) и (13) и при движении на горизонтальном участке α и λ по формулам (9) и (10);

3) постоянные коэффициенты уравнений времени и пути разгона a_0 , k_0 , b по формулам (18) или (18'), (19) или (19') и (20);

4) пределы интегрирования v_1 и v_2 с учетом формул (25) и (24) и соответствующие им величины z_1 и z_2 ;

5) время и путь разгона на каждой передаче по выражениям (23) и (28).

2. В случае необходимости построения графической зависимости времени или пути разгона от скорости, формулы (23) и (28) позволяют определить время и путь разгона до любой скорости движения машины на данной передаче в коробке. При этом переменные значения скорости приравняются верхнему пределу интегрирования v_2 .

3. Трудоемкость аналитического способа определения пути и времени разгона меньше, чем при графическом интегрировании, так как нет необходимости подсчитывать значения ускорений, обратных им величин, строить графики их, а также график времени разгона и проводить дважды графическое интегрирование.

В большинстве случаев (если это не требуется для других целей) можно обойтись даже без построения динамической характеристики автомобиля.

4. Для получения результатов, более близких к действительным, следует определять общее время и путь разгона по формулам (30), с учетом времени, затраченного на переключение передач, и пути, проделанного автомобилем по инерции. Сохранение возможности сравнения преимуществ различных автомобилей при проектировании обеспечивается принятием всегда одинакового времени переключения передачи, зависящего, однако, от конструкции коробки передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Новопольский В. И., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 1, 1954.
2. Гольд Б. В., Фалькевич В. С., Теория, конструирование и расчет автомобиля, Машгиз, 1957.
3. Зимелев Г. В., Теория автомобиля, Машгиз, 1959.

Рациональная схема охлаждения двигателей внутреннего сгорания

Канд. техн. наук В. И. ВЕЛЬСКИХ

Всесоюзный научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства

РАСПРОСТРАНЕННЫЙ в настоящее время принцип охлаждения двигателей внутреннего сгорания во многих случаях не обеспечивает нормального теплового состояния гильз цилиндров. Как показывают многочисленные наблюдения, при работе в холодное время года и на неполных нагрузках стенки цилиндров переохлаждаются.

Тепловое состояние цилиндров сильно зависит от колебаний температуры охлаждающей воды в связи с принудительной циркуляцией ее в рубашке блока.

При сгорании 1 кг жидкого топлива в цилиндрах двигателя образуется свыше 1 кг водяных паров. Когда температура рабочей поверхности цилиндров превышает точку росы водяных и кислотных паров, содержащихся в продуктах сгорания, наблюдается химическая (сухая) коррозия, степень влияния которой на интенсивность изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы незначительна.

Наиболее опасной с точки зрения разрушения рабочей поверхности деталей является электрохимическая (мокрая) коррозия, при которой на корродируемой поверхности образуется пленка электролита. Электрохимическая коррозия наблюдается при температуре поверхности, не превышающей точку росы. В этих условиях перегретый пар конденсируется так же хорошо, как и насыщенный пар [1].

Образование пленки электролита на поверхности цилиндров и возникновение электрохимической коррозии происходит в результате взаимодействия продуктов сгорания серы (SO_2 и SO_3) с каплями росы [2]. При пониженной температуре двигателя в процессе сгорания топлива, кроме сернистой и серной кислот, образуются и другие коррозионно-активные кислоты: угольная, азотная, а также некоторые органические кислоты, например муравьиная и щавелевая [3].

По отмеченным причинам работа двигателя при пониженной температуре охлаждающей воды влечет за собой усиленный износ деталей цилиндро-поршневой группы, особенно при использовании сернистого топлива. Об этом свидетельствуют результаты многочисленных исследований, проведенных как в нашей стране, так и за рубежом. Наибольшему воздействию коррозионного износа подвергается верхняя часть цилиндров.

Кроме того, с понижением температуры охлаждающей воды повышается вязкость картерного масла и увеличивается трение сопряженных деталей. Поэтому ухудшаются эффективные показатели двигателя.

Таким образом, одним из главнейших условий повышения срока службы и улучшения показателей работы двигателя является обеспечение быстрого прогрева и поддержание нормального теплового состояния его основных деталей.

Применение в настоящее время для указанной цели приборов и приспособлений (термостаты, шторки, жалюзи и др.) часто не дают должного эффекта. Например, термостаты не всегда надежно работают. Кроме того, в зимнее время они часто являются причиной размораживания радиаторов, в связи с чем многие водители их удаляют.

Чтобы устранить коррозионный износ деталей цилиндро-поршневой группы и тем самым повысить срок службы двигателя, необходимо предотвратить конденсацию на рабочей поверхности цилиндров влаги и возникновение электрохимической коррозии.

Наиболее рациональной в этом отношении следует считать такую конструкцию системы охлаждения, при которой обеспечивается быстрый прогрев двигателя и меньший диапазон изменения температуры стенок цилиндров.

Автором данной статьи теоретически обоснована и экспери-

ментально проверена схема циркуляции охлаждающей воды, обеспечивающая термосифонное охлаждение гильз цилиндров при принудительном охлаждении камер сгорания. При системе охлаждения, выполненной по указанному принципу, гильзы охлаждаются наиболее равномерно и их температура значительно повышается при пониженной температуре охлаждающей воды.

Многочисленными опытами установлено, что турбулентное течение жидкости никогда не распространяется до стенки. Скорость течения около стенки (в так называемом пограничном слое) всегда равна нулю.

Поэтому при отсутствии кипения охлаждающей жидкости на поверхности цилиндров тепло через пограничный слой передается лишь посредством теплопроводности. В этом случае плотность теплового потока по закону Фурье выражается уравнением

$$q = -\lambda \frac{dt}{dr} \text{ ккал/м}^2\text{час}, \quad (1)$$

где λ — коэффициент теплопроводности охлаждающей жидкости в ккал/м·час·град;

$\frac{dt}{dr}$ — градиент температуры в пограничном слое.

По закону охлаждения Ньютона плотность теплового потока

$$q = \alpha (t_{cm} - t_{жк}) \text{ ккал/м}^2\text{час}, \quad (2)$$

где α — коэффициент теплоотдачи в ккал/м²·час·град;

t_{cm} — температура наружной стенки цилиндра;

$t_{жк}$ — температура охлаждающей жидкости.

Приравняв правые части уравнений (1) и (2), имеем

$$\alpha (t_{cm} - t_{жк}) = -\lambda \frac{dt}{dr}.$$

Интегрируем полученное уравнение в пределах толщины пограничного слоя

$$\int_{r_{cm}}^{r_n} \alpha (t_{cm} - t_{жк}) dr = -\int_{t_{cm}}^{t_n} \lambda dt.$$

Затем решаем его относительно коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \frac{t_{cm} - t_n}{t_{cm} - t_{жк}} \text{ ккал/м}^2\text{час·град}, \quad (3)$$

где δ — толщина пограничного слоя в м; $\delta = r_n - r_{cm}$;

r_n, r_{cm} — радиусы наружных поверхностей пограничного слоя и стенки цилиндра в м;

t_n — температура пограничного слоя.

С увеличением скорости циркуляции охлаждающей жидкости повышается турбулентность, поэтому толщина пограничного слоя уменьшается. Связанное с этим изменение величин температуры, входящих в уравнение (3), практически не влияет на величину их соотношения в данном уравнении. Как следует из уравнения, с уменьшением толщины пограничного слоя увеличивается коэффициент теплоотдачи.

Таким образом, при работе непрогретого двигателя, когда на охлаждаемой поверхности цилиндров сохраняется устойчивая пленка жидкости, наибольшая теплоотдача наблюдается в случае принудительного охлаждения гильз цилиндров, а наименьшая — в случае термосифонного охлаждения.

Из изложенного следует, что при одинаковой температуре охлаждающей жидкости на выходе из непрогретого двигателя температура стенок цилиндров, охлаждаемых термосифонно, оказывается выше температуры стенок, охлаждаемых принудительно.

В процессе прогрева двигателя по мере достижения пограничным слоем температуры кипения на поверхности цилиндров начинают возникать центры парообразования, которые вызывают «пузырчатое» кипение. При этом пузырьки пара, отрываясь от поверхности цилиндров, конденсируются в холодной массе жидкости, повышая ее теплосодержание. На место оторвавшихся от поверхности пузырьков пара поступают частицы жидкости, заключенной в рубашке блока цилиндров. В связи с тем, что при термосифонном охлаждении цилиндров данная часть охлаждающей жидкости не циркулирует, происходит ее интенсивное нагревание.

Таким образом, при термосифонном охлаждении гильз цилиндров происходит наиболее быстрый процесс аккумуляирования тепла двигателем, в связи с чем значительно сокращается время его прогрева.

До достижения всей охлаждающей жидкостью, соприкасающейся с поверхностью цилиндров, температуры кипения, часть тепла от поверхности нагрева уносится неиспарившимися частицами жидкости, а основная доля тепла — отрывающимися пузырьками пара.

В случае вынужденной конвекции тепла (обычная схема охлаждения) плотность теплового потока можно выразить следующим уравнением:

$$q_n = c_p v \Delta t + r p'' v'' \text{ ккал/м}^2 \text{ час}, \quad (4)$$

где v, v'' — соответственно скорости течения жидкости и пара в м/час;

ρ, ρ'' — плотности жидкости и пара в кг/м³;

Δt — приращение температуры охлаждающей жидкости у поверхности нагрева;

c_p — теплоемкость охлаждающей жидкости в ккал/кг·град;

r — скрытая теплота парообразования в ккал/кг.

Для условий свободной конвекции тепла (новая схема охлаждения), пренебрегая скоростью свободного перемещения частиц охлаждающей жидкости, происходящего вследствие разности температур, и принимая $\Delta t = 0$, имеем

$$q_c = r p'' v'' \text{ ккал/м}^2 \text{ час}. \quad (5)$$

При условии равенства в обоих случаях температур стенок цилиндров и температур охлаждающей жидкости уравнения коэффициентов теплоотдачи выразятся следующим образом:

$$\alpha_n = \frac{c_p v \Delta t + r p'' v''}{t_{cm} - t_{жк}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}; \quad (6)$$

$$\alpha_c = \frac{r p'' v''}{t_{cm} - t_{жк}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}. \quad (7)$$

Совмещая оба уравнения, получаем

$$\frac{\alpha_n}{\alpha_c} = \frac{c_p v \Delta t + r p'' v''}{r p'' v''}, \quad (8)$$

или

$$\frac{\alpha_n}{\alpha_c} = \frac{q + q''}{q''}, \quad (9)$$

где q — доля тепла, отданного поверхностью нагрева неиспарившимся частицам охлаждающей жидкости, в ккал/м²·час·град;

q'' — доля тепла, пошедшего на испарение жидкости, в ккал/м²·час·град.

Как видно из выражения (8), доля тепла, отданного стенками непосредственно охлаждающей жидкости, зависит от скорости потока и приращения температуры частиц жидкости, не достигшей температуры насыщения. Доля тепла, затраченного на испарение, зависит от скорости испарения.

По мере повышения плотности теплового потока повышается и скорость испарения жидкости. При этом количество тепла q , воспринимаемого неиспарившимися частицами жидкости от непосредственного соприкосновения с охлаждаемой поверхностью, уменьшается, значение числителя в формуле (8) прибли-

жается к значению знаменателя, а отношение $\frac{\alpha_n}{\alpha_c}$ стремится к единице.

Очевидно, при достижении температуры всей охлаждающей жидкости, омывающей стенки цилиндров, температуры кипения, отдача тепла от стенок жидкости будет равна нулю, потому что $\Delta t = 0$. В этом случае значения коэффициентов теплоотдачи при принудительной и свободной циркуляции охлаждающей жидкости становятся одинаковыми. Поэтому при одинаковой температуре охлаждающей жидкости на выходе, близкой по своему значению к кипению, температура рабочей поверхности цилиндров в зоне максимального нагрева в обоих случаях будет также одинаковой.

При «пузырчатом режиме» кипения охлаждающей жидкости в пограничном слое, благодаря ее интенсивному перемешиванию, теплоотдача от стенок жидкости велика и возрастает с увеличением числа действующих центров парообразования [4].

Однако, если не обеспечить надлежащий отвод тепла от охлаждающей жидкости в окружающую среду, то при ее кипении будут образовываться области застойного пара (паровые пробки) и двигатель перегреется. Для предотвращения указанного явления в новой схеме предусмотрена принудительная циркуляция части охлаждающей воды через головку цилиндров и радиатор.

Когда температура всей охлаждающей воды, заключенной в рубашке блока цилиндров, достигает температуры кипения, пузырьки пара, отрываясь от стенок, всплывают и, попадая в массу принудительно циркулирующей части воды, конденсируются в ней. Дальнейший отвод тепла в окружающую среду происходит через радиатор.

Кроме «пузырчатого режима» кипения, существует «пленочный режим», при котором поверхность нагрева отделена от жидкости сплошным слоем пара. Вследствие малой теплопроводности пара интенсивность теплоотдачи при «пленочном режиме» кипения во много раз меньше, чем при «пузырчатом».

Смена «пузырчатого режима» кипения «пленочным режимом» происходит при так называемой критической плотности теплового потока, характеризующейся значительным снижением коэффициента теплоотдачи и соответствующим повышением температуры поверхности нагрева.

Как показывают расчеты, произведенные для случая свободной конвекции охлаждающей воды, температура которой достигала во всей массе температуры кипения, значение критической плотности теплового потока превышает $1\,250\,000 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{час}$. По опытным данным удельная тепловая нагрузка двигателей внутреннего сгорания без наддува в зоне максимального нагрева достигает не более $300\,000 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{час}$, что в 4 с лишним раза меньше критической величины.

Приведенные данные показывают, что в системе охлаждения двигателей со свободной конвекцией тепла в блоке цилиндров при принудительном охлаждении только камер сгорания возникновение «пленочного режима» кипения на поверхности цилиндров исключено.

Таким образом, для создания нормальных условий охлаждения двигателя нет необходимости в предотвращении закипания охлаждающей воды в пограничном слое. Прежде всего следует обеспечить отвод необходимого количества тепла от принудительно циркулирующей части жидкости через радиатор в окружающую среду и предотвратить возможность образования паровых пробок.

В случае применения для охлаждения двигателей жесткой воды при ее кипении на стенках цилиндров происходит интен-

сифицирование рубашки блока цилиндров сообщается с рубашкой головки через отверстия, расположенные в верхней стенке блока и днище головки. Через эти же отверстия происходит теплообмен между водой, заключенной в блоке цилиндров, и водой, принудительно циркулирующей через рубашку головки.

Вода из полости водяного насоса в водораспределительный канал подается через окно, которое сделано в кожухе насоса. Чтобы вода не попадала в рубашку блока цилиндров, в кожухе насоса установлена специальная перегородка.

Описанная схема циркуляции охлаждающей воды наряду с равномерным охлаждением гильз цилиндров обеспечивает хорошее и равномерное охлаждение головки цилиндров.

На рис. 2 показана зависимость температуры рабочей поверхности гильз от температуры охлаждающей воды на выходе в поясе максимального износа (зона верхнего компрессионного кольца при положении поршня в в.м.т.).

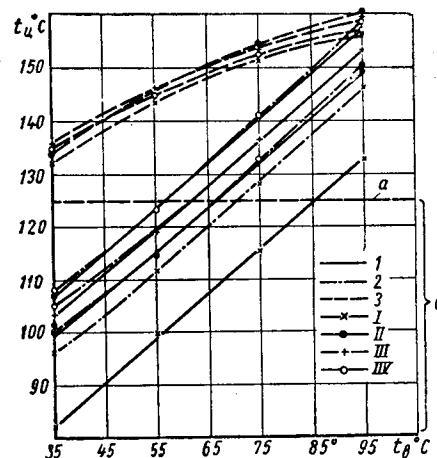


Рис. 2. Соотношение максимальной температуры насыщения паров H_2O и температуры цилиндров в первом поясе при $\phi=50\%$ и различной температуре охлаждающей воды:

а — точка росы; б — область насыщения паров H_2O ; 1 — 3 — варианты охлаждения; 1 — IV — номера цилиндров.

Как видно из рис. 2, при принудительном охлаждении гильз цилиндров с изменением температуры охлаждающей воды $t_{\text{ж}}$ температура рабочей поверхности гильз $t_{\text{г}}$ изменяется в значительных пределах. При термосифонном охлаждении не только меняется характер рассматриваемой зависимости, но и значительно сокращается диапазон колебания температуры рабочей поверхности гильз за счет значительного повышения ее при работе с пониженной температурой охлаждающей воды. При этом с переходом от пониженного теплового состояния к нормальному степень нарастания температуры охлаждающей воды уменьшается. Это придает еще большую пологость линиям функциональной зависимости $t_{\text{г}} = f(t_{\text{ж}})$ в диапазоне рабочих температур охлаждающей воды.

На рисунке также показана область насыщения водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания топлива. Как видно из графика, в случае применения нового принципа охлаждения двигателя во всем диапазоне исследованных температур $t_{\text{ж}} = 35 \div 95^\circ$ температура рабочей поверхности цилиндров превышает точку росы паров H_2O , что исключает наличие электрохимической коррозии. При обычном принципе охлаждения конденсация водяных паров на рабочей поверхности цилиндров начинается при снижении температуры охлаждающей воды на выходе до $60-70^\circ$.

По отмеченным причинам при принудительном охлаждении с понижением температуры охлаждающей воды износ гильз цилиндров значительно возрастает (рис. 3), причем степень

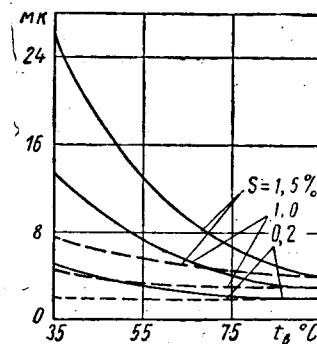


Рис. 3. Зависимость износа цилиндров от температуры охлаждающей воды при различных схемах ее циркуляции.

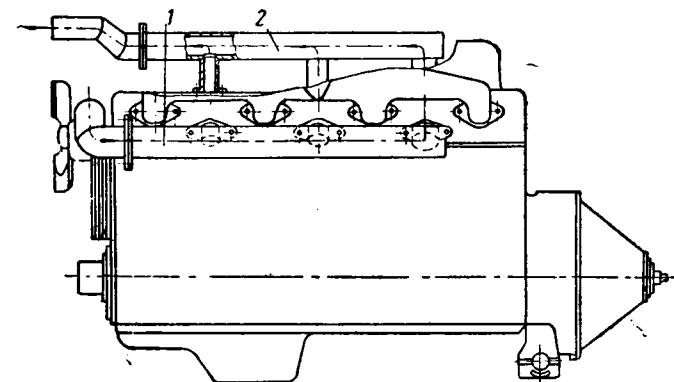


Рис. 1. Схема подвода и отвода охлаждающей воды в двигателе с термосифонным охлаждением гильз цилиндров.

сивное отложение накипи. Очевидно, система охлаждения, выполненная по предлагаемой схеме, является более чувствительной к образованию накипи по сравнению с обычными системами. Поэтому при применении указанной системы охлаждения двигателей должны быть повышены требования к качеству заправляемой воды и уходу за системой охлаждения. С этой целью необходимо пользоваться известными средствами смягчения воды и очистки системы охлаждения от накипи.

Для подтверждения изложенных выше теоретических предположений была произведена проверка теплового состояния тракторного двигателя Д-54 с системами охлаждения, выполненными по трем различным схемам: по схеме, предусмотренной в конструкции двигателей серийных тракторов ДТ-54; по схеме, предложенной Харьковским тракторным заводом (организованная система охлаждения); по схеме, показанной на рис. 1.

Как видно из рис. 1, вода, охлажденная в радиаторе, подается насосом в водораспределительный канал 1, который прикреплен к головке цилиндров с левой стороны. Из этого канала по трем патрубкам вода поступает в рубашку головки, охлаждает камеры сгорания и клапаны, а затем через отверстия, расположенные сверху головки между вихревыми камерами, направляется в водоотводящий патрубок 2. Оттуда нагретая вода снова поступает в радиатор для охлаждения.

нарастания износа заметно повышается с увеличением содержания серы в топливе. При термосифонном охлаждении гильз их износ значительно снижается.

Например, в двигателе Д-54 с понижением температуры охлаждающей воды в диапазоне рабочих температур (с 95 до 55°) износ цилиндров при работе на топливе с содержанием

1% серы возрастает: в первом случае (сплошные линии) в 2,5 раза, а во втором случае (штриховые линии) в 1,1 раза.

Как видно из графика, нарастание износа с понижением теплового режима происходит плавное, без заметного влияния точки росы, что можно объяснить явлением адсорбционной конденсации, которая начинается при температуре стенок, несколько превышающей точку росы.

В случае отсутствия принудительной циркуляции охлаждающей воды через блок цилиндров благодаря значительному уменьшению гидравлического сопротивления системы заметно снижается перепад температур охлаждающей воды на входе и выходе, что способствует более равномерному охлаждению деталей двигателя и уменьшению возникающих в них тепловых напряжений.

Улучшение эффективных показателей двигателя, оборудованного новой

Рис. 4. Зависимость эффективных параметров двигателя от температуры охлаждающей воды при различных схемах ее циркуляции ($G_m = 12 \text{ кг/час}$; $n = 1300 \text{ об/мин}$): 1 — 2 — принудительное охлаждение гильз цилиндров; 3 — термосифонное охлаждение гильз цилиндров.

вой схемой охлаждения, видно из рис. 4. С понижением температуры охлаждающей воды с 95 до 35° мощность и экономичность двигателя Д-54 снижаются в случае применения серийной и организованной систем охлаждения соответственно на 12,5 и 11,5%, а в случае применения новой схемы охлаждения только на 5%. Более значительное ухудшение указанных показателей в первых двух случаях объясняется большей степенью снижения механического к.п.д. двигателя, что обусловлено более высокой вязкостью картерного масла.

Двигатель серийного автомобиля «Москвич-407» имеет термосифонное охлаждение гильз цилиндров при принудительном охлаждении камер сгорания. Подвод охлаждающей воды из радиатора в рубашку головки цилиндров осуществляется через водораспределительный канал, расположенный в блоке цилиндров с правой стороны.

Опыт, полученный заводом в результате большого количества экспериментов, и массовая эксплуатация двигателей автомобиля «Москвич-407» полностью подтверждают изложенные выше теоретические и экспериментальные обоснования преимуществ принципа конвекционного охлаждения гильз цилиндров. Благодаря этому удалось значительно снизить коррозионный износ двигателя автомобиля «Москвич-407» по сравнению с износом двигателя автомобиля «Москвич-402».

Как показала проверка, отмеченные преимущества в серийном двигателе автомобиля «Москвич-407» учтены не совсем удачно. Водораспределительный канал расположен в рубашке блока на близком расстоянии от гильз цилиндров в зоне наибольшего износа. Принудительная циркуляция охлаждающей воды в указанном канале способствует переохлаждению стенок цилиндров со стороны канала, о чем свидетельствуют результаты измерения температур рабочей поверхности гильз, полученные в НАМИ.

Значительному повышению степени неравномерности распределения температурного поля по окружности гильз способствует спаренность гильз, а также неравномерное расположение отверстий, соединяющих рубашку блока с рубашкой головки цилиндров.

Для устранения отмеченных недостатков необходимо вынести водораспределительный канал из блока цилиндров наружу или отливать его совместно с головкой цилиндров; разделить гильзы цилиндров, обеспечив равномерное омывание их охлаждающей водой, и равномерно расположить вокруг гильз отверстия, соединяющие рубашку блока с рубашкой головки. После этого отпадет надобность в постановке специальных (дорогостоящих) аустенитовых втулок.

Система охлаждения, выполненная по указанному принципу, является саморегулируемой и в дополнительных приспособлениях для поддержания нормального теплового состояния двигателя (термостатах) не нуждается. Для достижения наибольшей эффективности принципа термосифонного охлаждения гильз цилиндров при принудительном охлаждении камер сгорания должны быть соблюдены следующие условия.

1. Необходимо обеспечить равномерный подвод (и отвод) охлаждающей воды к каждой камере сгорания с созданием в указанных местах одинакового гидравлического напора.
2. С целью создания условий конвекционного теплообмена между массой воды, заключенной в блоке, и водой, принудительно циркулирующей через головку цилиндров, а также предотвращения возможности образования паровых мешков водоотводящий патрубок, через который отводится нагретая вода в радиатор, должен быть расположен сверху головки.
3. Для наиболее равномерного распределения температур гильз цилиндров по окружности, отверстия, соединяющие рубашку блока с рубашкой головки цилиндров, должны быть расположены равномерно вокруг каждого цилиндра и каждая гильза должна кругом омываться охлаждающей водой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1947.
2. Брэзе Дж. и Уилсон А., «Отомобил Инжинир» т. 39. № 512, 1949.
3. «Отомобил Индастриз» т. 71, № 8, 1934, стр. 227—231.
4. Кутателадзе С. С., Основы теории теплообмена, Машгиз, 1957.

О применении одноступенчатых комплексных гидротрансформаторов с поворотными лопатками в трансмиссии

А. Н. НАРБУТ

Московский автозавод имени Лихачева

С РАЗВИТИЕМ конструкций автомобильных гидropередач повышаются тягово-динамические качества и топливная экономичность автомобиля. Применение комплексных гидротрансформаторов выявило ограниченные их возможности, состоящие в том, что при прозрачности $\Pi = 2,0 \div 2,5$ они имеют высокие значения к. п. д. в широкой зоне (особенно на режиме гидромукты), но низкие значения коэффициента трансформации ($k_0 \leq 2,7$) или, наоборот, малые Π и высокие k_0 .

Для автомобилей необходим комплексный гидротрансформатор, который в обычных условиях эксплуатации обеспечивал бы при достаточном коэффициенте трансформации высокую экономичность благодаря низким оборотам трогания, раннему переходу на режим гидромукты, высокому максимальному к. п. д. и достаточной прозрачности. Желательно, чтобы при

тяжелых режимах эксплуатации гидротрансформатор обеспечивал значительно больший, чем для обычных условий, крутящий момент на турбине за счет увеличения коэффициента трансформации и расширения диапазона скоростей для режимов трансформации (переход на режимы гидромукты при большей скорости движения). В данном случае допустимо некоторое снижение экономичности, в том числе снижение максимального к. п. д. Такое изменение характеристик возможно в комплексных гидротрансформаторах с поворотными лопатками, т. е. с лопатками, поворачиваемыми в процессе работы при помощи системы внешнего регулирования.

Определим область характеристик, которые можно получить в одноступенчатом трехколесном комплексном гидротрансформаторе с центробежной турбиной, и определим характе-

ристки, применяемые при использовании поворотных лопаток. Рассмотрим только два крайних положения поворотных лопаток, т. е. двухпозиционное регулирование. Многопозиционное регулирование осуществляется с использованием промежуточных положений поворотных лопаток в процессе работы.

Употребим методику, примененную ранее [1] для поверочного расчета и показавшую хорошее совпадение с экспериментальными данными. На тяговых режимах уравнение баланса напоров имеет вид

$$H_n - H_T - \Sigma h = 0. \quad (1)$$

Введем обозначение $z = \frac{Q}{2\pi r_{2n}^2 \omega_n}$, где z — коэффициент,

пропорциональный расходу в круге циркуляции и обратно пропорциональный размеру гидротрансформатора.

Примем, что $r_{2n} = r_{1T}$; $r_{2T} = r_{1p}$; $r_{2p} = r_{1n}$. Стеснение потока не будем учитывать, а отклонение потока учтем только на выходе из насоса (μ_n по Кухарскому).

Анализ проведем при $\omega_n = \text{const}$.

Напор, создаваемый насосом, равен

$$H_n = \frac{r_{2n}^2 \omega_n^2}{g} (\mu_n - zb). \quad (2)$$

Напор, срабатываемый турбиной, равен

$$H_T = \frac{r_{2n}^2 \omega_n^2}{g} i \left[\mu_n - \left(\frac{r_{2T}}{r_{2n}} \right)^2 i - za \right], \quad (3)$$

Потери напора Σh в насосном и турбинном колесах и реакторе разделим на потери от удара $\Sigma h_{уд}$ в насосном колесе

$$h_{уд.н} = \frac{\varphi r_{2n}^4 \omega_n^2}{2gr_{1n}^2} \left[- \left(\frac{r_{1n}}{r_{2n}} \right)^2 + zc \right]^2; \quad (4)$$

в турбинном колесе

$$h_{уд.т} = \frac{\varphi r_{2n}^4 \omega_n^2}{2gr_{1T}^2} \left[\mu_n - \left(\frac{r_{1T}}{r_{2n}} \right)^2 i - zd \right]^2; \quad (5)$$

в реакторе

$$h_{уд.р} = \frac{\varphi r_{2n}^4 \omega_n^2}{2gr_{1p}^2} \left[\left(\frac{r_{2T}}{r_{2n}} \right)^2 i - ze \right]^2; \quad (6)$$

и на потери от трения Σh_m

$$\begin{aligned} \Sigma h_m &= h_{mн} + h_{mт} + h_{mр} = (k_n + k_T + k_p) Q^2 = \\ &= 4\pi^2 r_{2n}^4 \omega_n^2 \Sigma k z^2, \end{aligned} \quad (7)$$

где r — расстояние от оси вращения колеса до середины кромки лопатки в м;

ω — угловая скорость в 1/сек;

Q — расход в круге циркуляции в м³/сек;

φ — коэффициент потерь от удара;

k — коэффициент сопротивления соответствующего рабочего колеса.

(Индексы обозначают: 1 — вход на лопатки; 2 — выход с лопаток; н — насос; Т — турбина; р — реактор).

В уравнение (2) входит

$$b = \frac{1}{b_{2n} \lg \beta_{2n}} - \frac{1}{b_{2p} \lg \beta_{2p}},$$

где b_{2p} и b_{2n} — ширина кромки лопатки в меридиональном сечении в м, величины a, c, d, e аналогичны b [1].

β — угол между направлением относительной скорости и направлением, обратным окружной скорости, в град.

Так как крутящий момент $M = \frac{\gamma Q H}{\omega}$, то момент насосного колеса

$$M_n = \frac{\gamma Q H_n}{\omega_n} = \frac{2\pi \gamma r_{2n}^4 \omega_n^2}{g} z (\mu_n - zb); \quad (8)$$

момент турбинного колеса

$$M_T = \frac{\gamma Q H_T}{\omega_T} = \frac{2\pi \gamma r_{2n}^4 \omega_n^2}{g} z \left[\mu_n - \left(\frac{r_{2T}}{r_{2n}} \right)^2 i - za \right]. \quad (9)$$

Определение параметров гидротрансформатора. Расход в круге циркуляции $Q = f(i)$ определим для каждой заданной геометрии рабочих колес.

Подставляя уравнения (2)–(7) в равенство (1) и принимая $\varphi = 1$, получим уравнение

$$Az^2 + 2Bz + C = 0. \quad (10)$$

Решая это уравнение, определим

$$z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - AC}}{A}. \quad (11)$$

Анализ выражения (11) показывает, что перед радикалом должен стоять знак плюс. Коэффициенты A, B и C равны

$$A = 8\pi^2 g r_{2n}^2 \Sigma k + \left(\frac{r_{2n}}{r_{1n}} \right)^2 c^2 + d^2 + \left(\frac{r_{2n}}{r_{1p}} \right)^2 e^2; \quad (12)$$

$$B = b - c - \mu_n d - i(a - d + e); \quad (13)$$

$$\begin{aligned} C &= \left(\frac{r_{1n}}{r_{2n}} \right)^2 - 2\mu_n + \mu_n^2 + i^2 \left[1 - \left(\frac{r_{2T}}{r_{2n}} \right)^2 \right] = \\ &= - \left[1 - \left(\frac{r_{1n}}{r_{2n}} \right)^2 \right] + i^2 \left[1 - \left(\frac{r_{2T}}{r_{2n}} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

Так как $r_{1n} < r_{2T}$ и $i < 1$, то $C < 0$, причем $A > 0$ и $B^2 > 0$, следовательно, всегда $B^2 - AC > 0$.

В уравнении (14) можно произвести замену $-2\mu_n + \mu_n^2 \approx -1$, что вполне допустимо при $0,8 \leq \mu_n \leq 1$, так как $(1 - \mu_n)^2 = 1 - 2\mu_n + \mu_n^2 \leq 0,04$, т. е. это выражение будет отличаться от 1 не более чем на 4% при $\mu_n = 0,8$.

Анализ произведем на примере гидротрансформатора ЗИЛ-111, но с одним реактором

(рис. 1) при $D_a = 328$ мм; $\frac{D_a}{D_{вн}} = 3,21$; $r_{2T} = r_{1n} \approx 0,54 r_{2n}$; $b_{2n} = b_{1T} = 17,7$ мм; $b_{2T} = b_{1n} = 33$ мм.

Примем $\mu_n = 0,97$, что соответствует 35 лопаткам насоса при $\beta_{2n} = 90^\circ$ либо 25 лопаткам при $\beta_{2n} = 45^\circ$ или 135° .

После предварительных расчетов примем $\Sigma k \approx 348$ (при $\lambda = 0,08$). Эта величина несколько больше, чем для гидротрансформатора ЗИЛ-111 [1], и соответствует лопастной системе с наиболее изогнутыми лопатками, но при $153^\circ > \beta > 27^\circ$. При меньшей изогнутости лопаток величина $\Sigma k < 348$ и уменьшается вдвое при радиальных лопатках всех колес. Однако из-за принятых ограничений колебания величины Σk составляют обычно 15–20%, что заметно отражается только на предельных (при безударном входе во все колеса) значениях расхода и коэффициента трансформации на режиме трогания.

Будем считать все геометрические параметры фиксированными, кроме углов лопаток, для которых примем пределы изменения $153^\circ > \beta > 27^\circ$.

Коэффициент трансформации $k = f(i)$ определим, разделив уравнение (9) на уравнение (8),

$$k = \frac{M_T}{M_n} = \frac{\mu_n - \left(\frac{r_{2T}}{r_{2n}} \right)^2 i - za}{\mu_n - zb}. \quad (15)$$

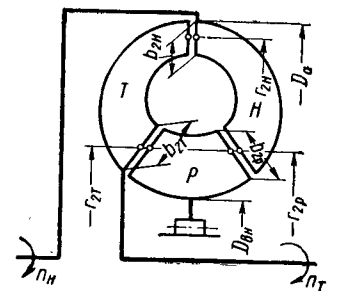


Рис. 1. Круг циркуляции гидротрансформатора автомобиля ЗИЛ-111.

При фиксированных значениях μ_n , $\frac{r_{2T}}{r_{2H}}$ и z (на тяговых режимах $z > 0$) можно получить наибольшие значения коэффициента трансформации, если $a < 0$ и $b > 0$, т. е. при $a_{\min}$ и $b_{\max}$. При $b = a$, т. е. если $\beta_{2T} = \beta_{2P}$, на режиме трогания коэффициент $i = 0$.

Таким образом, для получения наибольших коэффициентов трансформации необходимы предельные значения $\beta_{2T} = 27^\circ$ и $\beta_{2P} = 153^\circ$.

При $\beta_{2T} = 27^\circ$, $\beta_{2P} = 153^\circ$ и $153^\circ > \beta_{2H} > 27^\circ$ из всех возможных значений $-168,1 \leq b \leq 168,1$ можно получить только $-50,7 \leq b \leq 168,1$. Считая, что вместо β_{2H} задано b , получим

$$\left. \begin{aligned} b &= f(\beta_{2H}); & -50,7 < b < 168,1; \\ a &= f(b); & a = b - 117,4; \\ c &= f(\beta_{1H}); & 0 \leq c \leq 117,4; \\ d &= f(b, \beta_{1T}); & b - 168,1 \leq d \leq b + 50,7; \\ e &= f(\beta_{1P}); & 0 \leq e \leq 117,4. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Чтобы получить значения $-168,1 \leq b \leq -50,7$, необходимо брать $153^\circ > \beta_{2P} > 27^\circ$ при фиксированных значениях $\beta_{2T} = 27^\circ$ и $\beta_{2H} = 153^\circ$.

Тогда получим

$$\left. \begin{aligned} b &= f(\beta_{2P}); & -168,1 \leq b \leq -50,7; \\ a &= \text{const}; & a = -168,1; \\ c &= f(b, \beta_{1H}); & b + 50,7 \leq c \leq b + 168,1; \\ d &= f(\beta_{1T}); & -218,8 \leq d \leq 0; \\ e &= f(\beta_{1P}); & 0 \leq e \leq 117,4; \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Все графики будем строить в зависимости от b , что значительно упрощает расчеты. При этом для интервала значений $-50,7 \leq b \leq 168,1$ справедливы уравнения и неравенства (16), а для $-168,1 \leq b \leq -50,7$ справедливы уравнения и неравенства (17). Из уравнения (15) следует, что при $b > a$ для любых значений b (т. е. для любых $\beta_{2H} < \beta_{2P} = 153^\circ$ и для любых $\beta_{2P} < \beta_{2H} = 153^\circ$) коэффициент трансформации k на каждом данном режиме работы будет тем больше, чем больше z .

Наибольшие z будут при безударном входе во все рабочие колеса

$$\left. \begin{aligned} h_{y\partial.H} &= 0; & z^*c &= \left(\frac{r_{1H}}{r_{2H}}\right)^2 = 0,294; \\ h_{y\partial.T} &= 0; & z^*d &= \mu_n - \left(\frac{r_{1T}}{r_{2H}}\right)^2 i^* = 0,97 - i^*; \\ h_{y\partial.P} &= 0; & z^*e &= \left(\frac{r_{2T}}{r_{2H}}\right)^2 i^* = 0,294 i^* \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

(знак * обозначает режим безударного входа).

На каждом данном режиме работы наибольший к. п. д. будет при безударном входе во все рабочие колеса. Однако значительное увеличение расхода в круге циркуляции при уменьшении угла β_{2P} вызовет снижение к. п. д. и на безударном режиме из-за заметного увеличения потерь на трение. Таким образом, наибольшее предельное значение β_{2P} необходимо не только для обеспечения наибольших коэффициентов трансформации k_0 , но и для увеличения максимального к. п. д. Из уравнений (18) следует, что в интервале $0 \leq i \leq i_m$ можно получить безударный вход в реактор для любых значений b , в насос — для любых значений b , за исключением близких к $b = -168,1$, в турбину при $i < 0,97$ для $b > 0$, в лучшем случае для $b > -50,7$. При дальнейших расчетах, если безударный вход в насос или турбину нельзя получить, расчет следует вести по предельным значениям c или d .

Для режима безударного входа в уравнение (1) подставляются только уравнения (2), (3) и (7), тогда

$$z^* = \frac{ai^* - b + \sqrt{(ai^* - b)^2 + 16g\pi^2 r_{2H}^2 \sum k[\mu_n(1 - i^*) + i^*2 \left(\frac{r_{2T}}{r_{2H}}\right)^2]}}{8g\pi^2 r_{2H}^2 \sum k} \quad (19)$$

Задаемся углом β_{2H} (при $b < -50,7$ углом β_{2P}), т. е. величиной b ; углы β_{2T} и β_{2P} (при $b < -50,7$ углы β_{2T} и β_{2H}) известны.

Из уравнения (19) находим z^* , а из уравнений (18) — углы β_{1H} , β_{1T} , β_{1P} по величинам c , d и e . Таким образом, будут определены все геометрические параметры. Рассмотрим безударные режимы: $i^* = 0$ (режим трогания); $i^* = 0,6^{(1)}$; $i^* = 0,8$ и точку перехода на режимы гидромфты $i^* = i_m^*$. Наибольшие значения z_0 будут при $i^* = 0$, причем из уравнения (19) имеем

$$z_0^* = \frac{-b + \sqrt{b^2 + 12560}}{6480} \quad (20)$$

Из уравнений (18) следует, что $\beta_{1P} = \beta_{2T}$, так как $e = 0$.

Для точки перехода на режимы гидромфты $k = 1$ и из уравнения (15)

$$i_m = z_m(b - a) \left(\frac{r_{2H}}{r_{2T}}\right)^2 \quad (21)$$

Подставляя в уравнение (1) уравнения (2), (3) и (7), а также

$$\mu_n - zb = \mu_n - \left(\frac{r_{2T}}{r_{2H}}\right)^2 i_m - za,$$

получим

$$z_m^* = \frac{-b(1 - i_m^*) + \sqrt{b^2(1 - i_m^*)^2 + 12560(1 - i_m^*)}}{6480} \quad (22)$$

Решая совместно уравнения (21) и (22), находим z_m^* и i_m^* , причем для $b > -50,7$ $z_m^* = 0,00246 \div 0,00242$ и $i_m^* = 0,982 \div 0,965$.

Безударный вход для насоса и турбины в данном случае получить нельзя, но, взяв предельные значения $c = 117,4$ и $d = 0$, найдем практически те же значения z_m^* и i_m^* . Итак, при $b > -50,7$ для режима $i^* = i_m^*$ $\beta_{1H} = \beta_{2T} = 27^\circ$, $\beta_{1T} = \beta_{2H}$, $\beta_{1P} = \beta_{2P} = 153^\circ$.

Графики $z_0 = f(b)$ и $z_m = f(b)$ даны на рис. 2, $k_0 = f(b)$ и $i_m = \eta_m = f(b)$ на рис. 3, на рис. 4 даны графики $z = f(b)$ при $i = 0,8$, а на рис. 5 $\eta = f(b)$ при $i = 0,8$.

(На всех этих рисунках крестиками отмечены коэффициенты для предельных значений углов входа β_{1H} и β_{1T});

Гидротрансформаторы с $\beta_{2H} = 153^\circ$, $\beta_{2P} < 153^\circ$, т. е. с $b < -50,7$, из-за низких значений к. п. д. и k_0 не рекомендуются для применения на транспорте и в дальнейшем не рассматриваются.

Коэффициент прозрачности равен

$$\Pi = \frac{\gamma_{HO}}{\gamma_{HM}} = \frac{M_{HO} r_{HM}^2}{M_{HM} r_{HO}^2},$$

где λ_m — коэффициент момента насоса (индексы обозначают o — режим трогания, m — точку перехода на режимы гидромфты).

¹⁾ Режимы $i^* = 0,6$ и $i^* = 0,8$ выбраны потому, что именно они обычно соответствуют максимальным к. п. д. серийных гидротрансформаторов. Для этих режимов, кроме z и k , подсчитываются к. п. д. $\eta = k \cdot i$. При центробежной турбине и $0 < i < i_m$ функция $z = f(i)$ является монотонно убывающей, поэтому безударный режим (i^*) в общем случае не совпадает с режимом максимального к. п. д. i_η , но приблизительно при $i^* > 0,5$ к. п. д. при i^* и i_η мало отличаются по величине.

Так как мы приняли $\omega_H = \text{const}$, то с учетом уравнения (8) получим

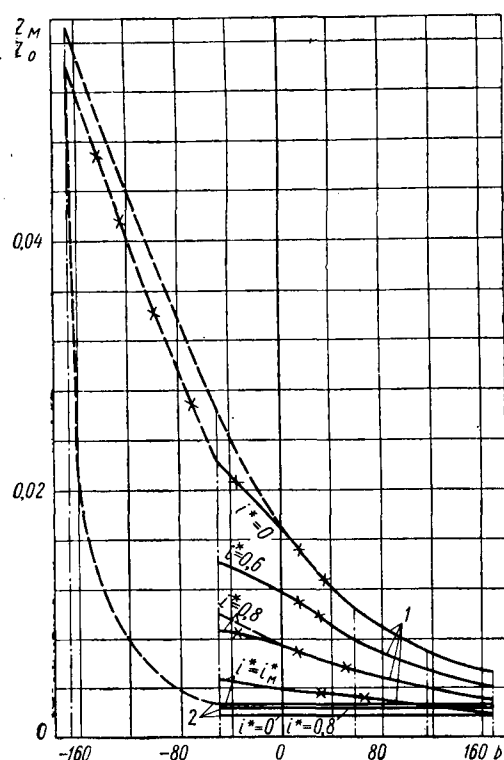


Рис. 2. Коэффициенты $z_0 = f(b)$ (кривые 1) и $z_M = f(b)$ (кривые 2).

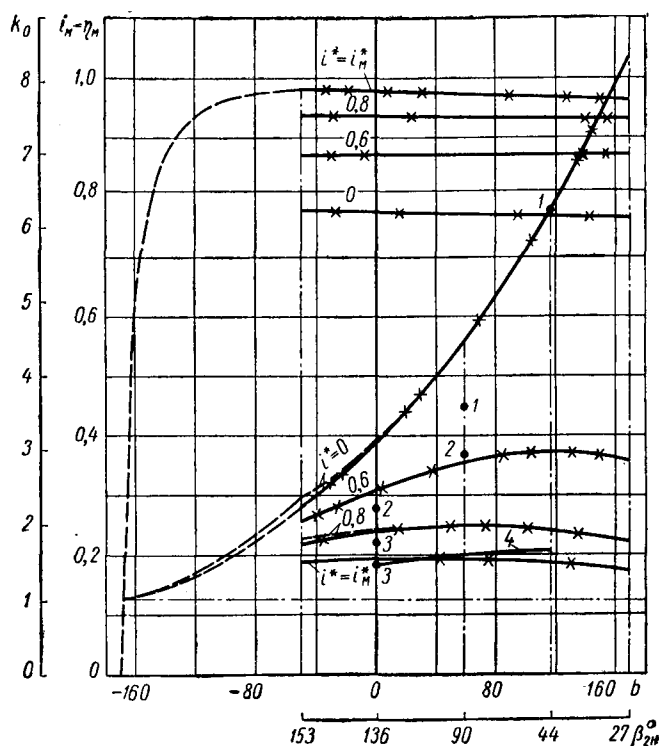


Рис. 3. Коэффициент трансформации $k_0 = f(b)$ (сплошные линии) и передаточное отношение $i_M = f(b)$ (пунктирные линии):

1 — поворот лопаток насоса ($i^* = 0$ при $\beta_{2H} = 44^\circ$); 2 — поворот лопаток насоса ($i^* = 0,8$ при $\beta_{2H} = 136^\circ$); 3 — поворот лопаток реактора; 4 — $k_0 = f(\beta_{2H})$ при $\beta_{2P} = 90^\circ$.

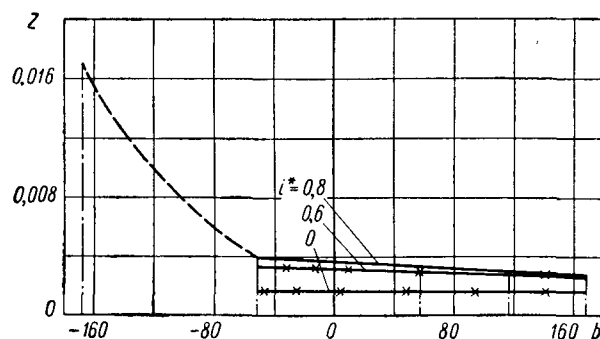


Рис. 4. Коэффициент $z = f(b)$ при $i = 0,8$ (в данном случае $i^* = 0,8$ и для предельных значений углов выхода β_{1H} и β_{2T}).

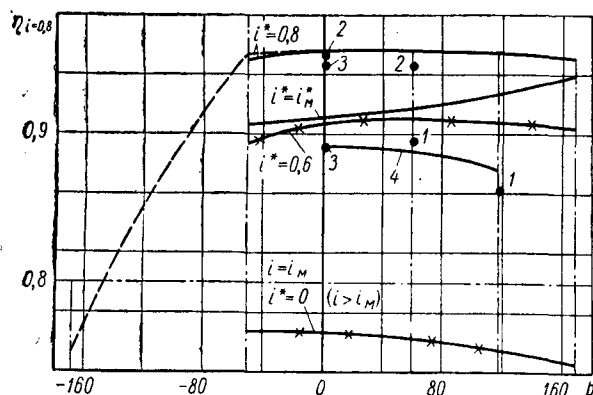


Рис. 5. К.п.д. $\eta = f(b)$ при $i = 0,8$:

1 — поворот лопаток насоса ($i^* = 0$ при $\beta_{2H} = 44^\circ$); 2 — поворот лопаток насоса ($i^* = 0,8$ при $\beta_{2H} = 136^\circ$); 3 — поворот лопаток реактора; 4 — $\eta = f(\beta_{2H})$ при $\beta_{2P} = 90^\circ$.

$$\Pi = \frac{z_0(\mu_H - z_0b)}{z_M(\mu_H - z_Mb)}. \quad (23)$$

На рис. 6 построены кривые коэффициента $\Pi = f(b)$ по значениям, взятым для z_0, z_M из рис. 2. Для автомобильного кар-

бюраторного двигателя $\frac{M_M}{M_N} \left(\frac{n_N}{n_M} \right)^2 \leq 1,25 \cdot 2^2 = 5$ (индексы

обозначают: M — максимальный момент; N — максимальная мощность). Поэтому для совмещения режима трогания $i = 0$ с точкой M_M и режима максимального к. п. д. гидротрансформатора с точкой M_N , обеспечивающего наивысшие тягово-динамические качества, достаточно прозрачность $\Pi_{\eta} < 5$, определенная по режиму i_{η} , или приблизительно $\Pi < 7$.

Из рис. 6 следует, что при $b < 0$ ($\beta_{2H} > 136^\circ$) прозрачность может оказаться чрезмерно высокой, а при $b > 100$ ($\beta_{2H} < 55^\circ$) может получиться обратная прозрачность $\Pi < 1$.

При значительном уменьшении величины i_M прозрачность может резко уменьшиться, вплоть до $\Pi = 1$ при $i_M = 0$.

Нагружающий момент $M_H = f(i)$ определяем по уравнению (8) для различных значений b , пользуясь рис. 2 и приняв

$$\omega_H = \frac{\pi 1700}{30} = 178 \text{ сек}^{-1}.$$

На рис. 7 наносим кривые $M_H = f(b)$ для $i = 0$ и для $i = i_M$.

Определение характеристик, которые можно получить поворотом лопаток. Для исходных условий $\beta_{2T} = 27^\circ$; $\beta_{2P} = 153^\circ$; $\lambda = 0,08$; $\varphi = 1$; $\omega_H = \text{const}$ и т. д. определена область характеристик (от $\beta_{2H} = 27^\circ$ лопатки загнуты назад, до $\beta_{2H} = 153^\circ$ — вперед), которые можно получить в одноступенчатом комплексном гидротрансформаторе.

С увеличением угла β_{2H} резко увеличивается величина M_{H0} особенно при $i^* = 0$, что вызывает увеличение коэффициента прозрачности Π и уменьшение коэффициента трансформации

k_0 , несмотря на значительное увеличение расхода (величина z_0) в круге циркуляции.

Режиме безударного входа $i^*=0$ соответствуют максимальные предельные значения $k_{0\max}$, а при $\beta_{2H} > 70^\circ$ — прозрачности, но низкие значения максимального к. п. д. (ниже 80% для любых значений β_{2H}). Смещение режима безударного входа в сторону $i > 0$ вызывает увеличение максимального к. п. д. при одновременном уменьшении по величине и пределам изменения k_0 для всех значений β_{2H} и уменьшении прозрачности (для $\beta_{2H} < 70^\circ$ прозрачность несколько повышается, оставаясь близкой к $\Pi=1$, но не выше $\Pi=1,5$). Например, при $i^*=0,8$ получим $\eta_{i=0,8} \approx 95\%$; $k_0 = 1,7 \div 2,0$; $\Pi = 1,03 \div 4,65$.

Для получения высоких параметров k_0 , $\eta_{\max}$ гидротрансформатора лопатки турбины должны иметь максимальную изогнутость, т. е. максимальную разницу между углами входа и выхода, за исключением больших значений i^* при загнутых назад лопат-

ответствующим, например, режиму $i^*=0,8$. Так как при меньшей изогнутости лопатки ее можно повернуть на больший угол, а с другой стороны даже при $i^*=0,8$ угол β_{1P} не превысит $130-153^\circ$ при $\beta_{2P}=153^\circ$, то оптимальной изогнутостью для поворотных лопаток реактора можно считать $30-40^\circ$. Следует отметить, что при такой изогнутости лопаток реактора ($i^*=0,8$ для всех колес) не может быть получен k_0 больше 2,0 (см. рис. 3). Установка неповоротных лопаток реактора перед поворотными для повышения k_0 представляется нерациональной из-за значительных потерь на удар при входе на поворотные лопатки.

Угол входа лопаток насоса β_{1H} при $i^* < 0,8$ изменяется в широких пределах, причем для каждого фиксированного зна-

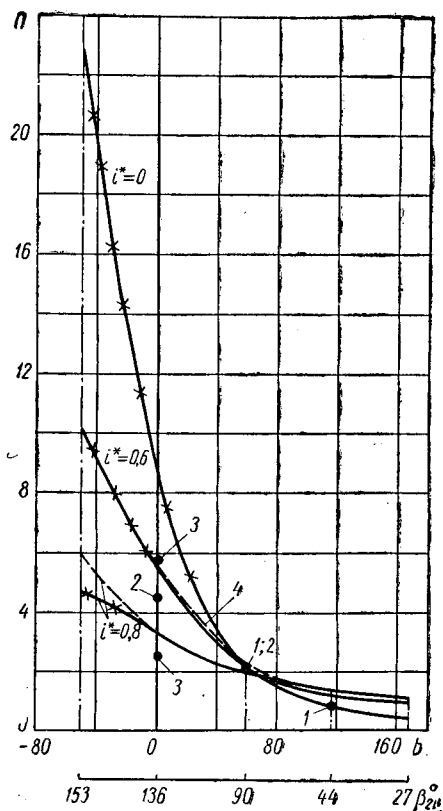


Рис. 6. Прозрачность $\Pi = f(b)$:
1 — 3 — то же, что на рис. 5; 4 —
 $\Pi_H = f(\beta_{2H})$ при $\beta_{2H} = 90^\circ$.

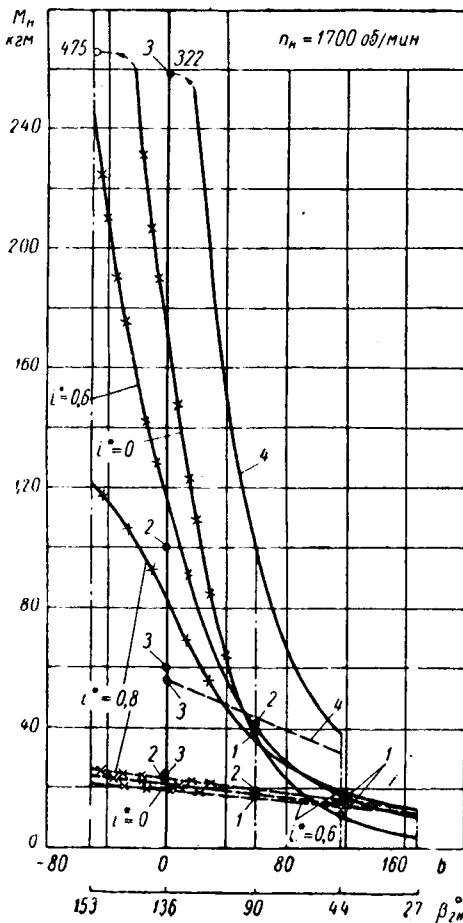


Рис. 7. Крутящий момент на насосе
 $M_H = f(b)$ при $i=0$ (сплошные линии) и
при $i = i_m$ (пунктирные линии):
1 — 3 — то же, что на рис. 5; 4 — $M_H = f(\beta_{2H})$
при $\beta_{2P} = 90^\circ$.

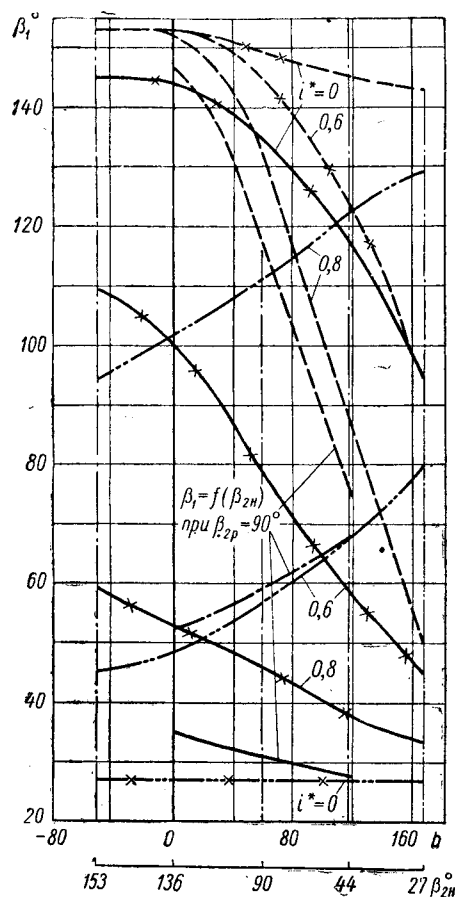


Рис. 8. Углы входа $\beta_1 = f(b)$; β_{1H} (сплошные линии); β_{1T} (пунктирные линии); β_{1P} (штрих-пунктирные линии).

ках насоса, где эта разница снижается (рис. 8). Поэтому поворот лопаток турбины нерационален и весьма затруднителен. Кроме того, изменение углов лопаток турбины не влияет непосредственно на изменение прозрачности.

Вместе с тем постоянное значение углов лопаток турбины ($\beta_{2T} = 27^\circ$ и $\beta_{1T} = 135 \div 145^\circ$) необходимо при повороте лопаток насоса для получения желаемых характеристик.

Лопатки реактора должны иметь максимальную изогнутость ($\beta_{2P} = 153^\circ$ и $\beta_{1P} = 27^\circ$ при $i^*=0$) для получения предельно высоких значений прозрачности (для $\beta_{2H} > 70^\circ$) и k_0 и малую изогнутость для получения высоких значений максимального к. п. д., например при $i^* = 0,8$ $\beta_{1P} = 130 \div 95^\circ$; при $\beta_{2P} = 153^\circ$ (рис. 8), а при $i^* = i_m$ $\beta_{1P} = \beta_{2P} = 153^\circ$.

При необходимости получить предельно высокий k_0 максимальный к. п. д. можно повысить, применив расчлененный на два колеса реактор с углом входа на второе колесо, со-

ответствующим, например, режиму $i^*=0,8$. Так как при меньшей изогнутости лопатки ее можно повернуть на больший угол, а с другой стороны даже при $i^*=0,8$ угол β_{1P} не превысит $130-153^\circ$ при $\beta_{2P}=153^\circ$, то оптимальной изогнутостью для поворотных лопаток реактора можно считать $30-40^\circ$. Следует отметить, что при такой изогнутости лопаток реактора ($i^*=0,8$ для всех колес) не может быть получен k_0 больше 2,0 (см. рис. 3). Установка неповоротных лопаток реактора перед поворотными для повышения k_0 представляется нерациональной из-за значительных потерь на удар при входе на поворотные лопатки.

Угол входа лопаток насоса β_{1H} при $i^* < 0,8$ изменяется в широких пределах, причем для каждого фиксированного значения i^* характер изменения кривой $\beta_{1H} = f(b)$ такой же, как и у кривой $\beta_{1H} = \beta_{2H} = f(b)$, что указывает на возможность получения высокого к. п. д. в широкой зоне регулирования в случае поворота лопаток с поперечной осью (рис. 9, а) и на возможность значительного изменения параметров при малом угле поворота лопаток с продольной осью (рис. 9, в).

Следует отметить, что поворот лопаток, расположенных между двумя криволинейными поверхностями вращения, принципиально отличается от поворота лопаток, расположенных между двумя поверхностями вращения, имеющими прямолинейные образующие: цилиндр, конус и в предельном случае — плоскость. Возможна разная интенсивность изменения углов на входе и на выходе при одном и том же изменении угла оси поворота лопатки. Наиболее интенсивное изменение произойдет тогда, когда направление потока жидкости, например на выходе, находится в плоскости, перпендикулярной к оси поворота лопатки, а выходная кромка лопатки параллельна оси поворота (рис. 9, в при $m_2=1$). Это положение справедливо и для

углов лопатки на входе. Однако углы лопатки, например на входе, не будут изменяться при повороте лопатки, если направление потока на входе параллельно оси поворота, а входная кромка лопатки перпендикулярна к оси поворота. Следовательно, изменение угла лопатки будет равно изменению угла оси поворота, умноженному на коэффициент пропорциональности m , который имеет различные значения от 0 до 1, в зависимости от положения кромки лопатки.

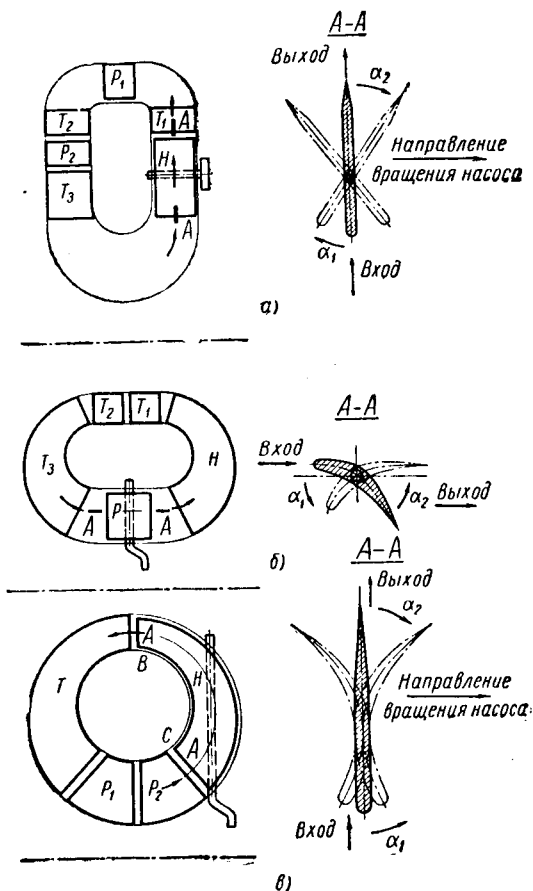


Рис. 9. Схемы поворота лопаток:

a — насоса (с поперечной осью поворота) $\alpha_1 = \alpha_2 = x$; b — реактора (с поперечной осью поворота) $\alpha_1 = \alpha_2 = x$; $в$ — насоса (с продольной осью поворота) $\alpha_1 m_1 = -\alpha_2 m_2 = x$ и $1 > m > 0$

Кроме того, можно применять принципиально новое расположение осей поворота лопаток, когда оси не перпендикулярны потоку жидкости (рис. 9, a и b), а направлены вдоль потока жидкости в средней части лопатки при расположении входной и выходной кромок в круге циркуляции по одну, а не по обе стороны от оси поворота (рис. 9, $в$). Такой схеме поворота соответствует совершенно иное изменение углов лопатки на входе и выходе; если угол на входе увеличивается ($+\alpha_1$), то угол на выходе уменьшается ($-\alpha_2$) и наоборот. Следовательно, в этом случае при повороте изменяются не только углы лопатки, но существенно изменяется и кривизна развертки лопатки, хотя лопатка при этом не изменяет своей формы. Так, например, поворот плоской радиальной лопатки насосного колеса относительно радиальной оси поворота может обеспечить получение разверток лопатки как выпуклых, так и вогнутых по отношению к направлению вращения насосного колеса (рис. 9, $в$).

Отметим некоторые ограничения, неизбежные при повороте лопаток.

1. Угол поворота ограничен из-за увеличения зазоров между боковыми кромками лопаток и корпусом колеса и при повороте лопаток между цилиндрическими (рис. 9, b), торондными (рис. 9, $в$) и тому подобными поверхностями.

В гидротрансформаторах фирм Бюик и Шевроле (рис. 9, b) угол поворота лопаток реактора равен 75° , при этом зазоры на крайних точках лопаток составляют примерно 2 мм. При повороте лопаток насоса в комплексном гидротрансформаторе (рис. 9, $в$) можно обеспечить прилегание лопатки в крайних положениях с минимальными зазорами по наружному тору и

с зазором в точке B порядка 1,0 мм при полном повороте оси лопатки на 40° .

При любой схеме поворота лопаток можно получить вполне определенное и ограниченное изменение характеристик. Для каждой лопастной системы можно определить пределы изменения характеристик.

3. При схеме поворота лопаток, изображенной на рис. 9, $в$, не может быть значительной разницы в величинах $M_{нм}$. Это объясняется тем, что при $\beta_{2p} = 153^\circ$ входящая в уравнение (8) величина $z_m \approx \text{const} < 0,0025$ очень мала, так как при центробежной турбине расход значительно уменьшается при увеличении i . Поэтому при изменении $\beta_{2н}$ от 27 до 153° (т. е. $b = 168,1 \div 50,7$) момент $M_{нм}$ изменяется менее, чем в 2 раза, а при изменении $\beta_{2н}$ на $40-50^\circ$ — не более, чем в 1,2 раза. Можно, однако, отметить, что значительное изменение $M_{нм}$ и $M_{нп}$, а значит энергоёмкости, можно добиться за счет изменения $r_{2н}$ (при изменении $r_{2н}$ на 11% $M_{нм}$ изменяется в 1,5 раза) при схеме поворота лопаток, изображенной на рис. 9, a , или за счет изменения $\omega_{2н}$ (например, путем введения двухступенчатой коробки передач между двигателем и насосом гидротрансформатора).

4. Для схемы поворота лопаток насоса с продольной осью (рис. 9, $в$) угол поворота, равный $40-50^\circ$, можно считать допустимым по величине зазоров между боковыми кромками лопаток и корпусом колеса и достаточным для различных случаев применения, в том числе в трансмиссии автомобиля, по величине изменения характеристик. При этом рационально брать значения $\beta_{2н}$ в диапазоне $136^\circ > \beta_{2н} > 44^\circ$, т. е. $0 < b < 117,4$.

В соответствии с изложенными выше положениями и методикой можно, например, получить следующие параметры (табл. 1) гидротрансформатора с лопатками насоса, имеющими продольные оси поворота для следующих случаев:

a) Когда требуется высокое значение прозрачности. Возьмем $b=0$, т. е. $\beta_{2н} = 136^\circ$ при $i^* = 0,8$, но с расчленением на два колеса реактором и $\beta_{1p} = 27^\circ$, т. е. $e=0$. Определив все параметры (в том числе $\Pi = 4,4$) и углы лопаток, повторяем расчет для $b=58,7$, т. е. $\beta_{2н} = 90^\circ$; $\beta_{1н} = 53^\circ + 23^\circ = 76^\circ$ — поворот лопаток насоса вокруг продольной оси на 46° .

b) Когда требуется высокое значение максимального коэффициента трансформации. Берем $b=117,4$, т. е. $\beta_{2н} = 44^\circ$ при $i^* = 0$, но с расчленением на два колеса реактором, определяем β_{1p2} для режима $i^* = 0,8$. Подсчитав все параметры (в том числе $k_0 \approx 6,3$) и углы лопаток, повторяем расчет для $b=58,7$, т. е. $\beta_{2н} = 90^\circ$, $\beta_{1н} = 118 \div 23 = 95^\circ$ — поворот лопаток насоса вокруг продольной оси на 46° . Расчетные параметры для случаев a (точки 1) и b (точки 2) наносим на графики рис. 3, 5, 6, 7. Расчетные углы и параметры, а также данные предварительного расчета гидротрансформатора ЗИЛ-111 с радиальными поворотными лопатками наносим в табл. 1.

Как было указано выше, поворот лопаток реактора не может быть использован для получения $k_0 > 2$. Однако предположим, что можно получить высокие значения прозрачности при высоких к. п. д. Подсчитаем при $\beta_{2p} = 90^\circ$, $\beta_{2т} = 27^\circ$ и $i^* = 0,8$ значения Π , k_0 , M_n и $\eta_i = 0,8$ для $\beta_{2н} = 136^\circ$; $\beta_{2н} = 90^\circ$; $\beta_{2н} = 44^\circ$. Расчетные параметры нанесем в зависимости от $\beta_{2н}$ на рис. 3, 5, 6 и 7 (кривые 4), а углы входа — на рис. 8.

Кривая $\Pi = f(\beta_{2н})$ (рис. 6) для $\beta_{2p} = 90^\circ$ и $i^* = 0,8$ совпала с кривой $\Pi = f(\beta_{2н})$ для $\beta_{2p} = 153^\circ$ и $i^* = 0,6$. Однако k_0 и $\eta_i = 0,8$ при всех значениях $\beta_{2н}$ для $\beta_{2p} = 90^\circ$ и $i^* = 0,8$ оказались значительно ниже, чем для $\beta_{2p} = 153^\circ$ и $i^* = 0,6$. Что касается значений M_n (рис. 7), то при всех значениях $\beta_{2н}$ для $\beta_{2p} = 90^\circ$ и $i^* = 0,8$ они раза в два выше, чем для $\beta_{2p} = 153^\circ$ и $i^* = 0,6$. Таким образом, применение угла $\beta_{2p} < 153^\circ$ вызывает при той же величине прозрачности, что и для $\beta_{2p} = 153^\circ$, ухудшение преобразующих k_0 и энергетических η свойств гидротрансформатора, но увеличение его энергоёмкости, т. е. M_n при $\eta_{\max}$, а также $M_{нм}$.

Для любых фиксированных значений угла β_{2p} значение Π возрастает с увеличением угла $\beta_{2н}$, причем при $\beta_{2p} = 90^\circ$ для получения высокой прозрачности наиболее рационально брать $\beta_{2н} = 136^\circ$ (коэффициент $\Pi = 5,65$ при $i^* = 0,8$). Подсчитав все параметры и углы лопаток для $\beta_{2н} = 136^\circ$ и $\beta_{2п} = 90^\circ$ ($b = -58,7$) при $i^* = 0,8$, повторяем расчет для тех же условий, но повернув лопатки реактора вокруг поперечной оси на 63° до $\beta_{2p} = 153^\circ$. Расчетные параметры (точки 3) наносим на рис. 3, 5, 6, 7, расчетные углы и параметры наносим в табл. 1. Если высокому значению прозрачности должен соответствовать и более высокий максимальный к. п. д., то в лопастной системе следует произвести соответствующую корректировку.

Экспериментальные данные. Поворотные лопатки насоса с поперечной осью поворота были применены для

Таблица 1

Углы лопаток и параметры	Лопатки реактора с поперечной осью поворота: $i^* = 0,8$ при $\beta_{2p} = 90^\circ$; угол поворота $\alpha = 46^\circ$.		Лопатки насоса с продольной осью поворота					
			$i^* = 0,8$ при $\beta_{2H} = 136^\circ$; угол поворота $\alpha = 46^\circ$		$i^* = 0$ при $\beta_{2H} = 44^\circ$; угол поворота $\alpha = 46^\circ$		при $\beta_{2H} = 110^\circ$ $i^* = 0,8$ для β_{1T} и β_{1P2} , $i^* = 0,6$ для β_{1P1} ; угол поворота $\alpha = 40^\circ$	
Углы лопаток в град:								
β_{1H}	35		53	76	95	118	78	102
β_{2H}	136		136	90	90	44	110	70
β_{1T}	146		152		145		141,5	
β_{2T}	27		27		27		27	
β_{1P1}	52	115	27		27		54	
β_{2P1}	90	153	102		131		110	
β_{1P2}	—	—	102		131		110	
β_{2P2}	—	—	153		153		153	
Параметры характеристик:								
k_0	1,5	1,5	2,2	3,0	3,6	6,3	2,5	3,2
Π	5,65	2,55	4,4	2,1	2,1	0,7	2,68	1,65
$\eta_{\text{т}} = 0,8$	0,89	0,95	0,95	0,94	0,90	0,86	0,95	0,90
M_{HO} } при $n_H =$	322	59	100	40	39,4	10,8	54,7	28,6
M_{HM} } $= 1700$ об/мин	57	23	22,7	19	18,7	15,4	20,4	17,3
i_m	0,91	0,95	0,935	0,91	0,875	0,855	0,925	0,88
n_{HO} } при $M_H =$	500	1160	890	1410	1420	2710	1200	1670
n_{HM} } $= 27,5$ кг/м	1180	1850	1870	2050	2060	2270	1960	2150
Средняя интенсивность изменения параметров характеристик:								
$\Delta k_0 : \alpha$	0,003		0,017		0,059		0,0175	
$\Delta \Pi : \alpha$	0,05		0,05		-0,03		0,026	
$\Delta n_{HO} : \alpha$	10,5		13,5		28,0		11,7	
Изменение параметров характеристик для данных α								
$k_{02} : k_{01}$	1,13		1,36		1,75		1,28	
$\Pi_2 : \Pi_1$	0,45		0,48		0,33		0,615	
$n_{HO2} : n_{HO1}$	2,3		1,6		1,9		1,4	

тепловозов в трехступенчатом гидротрансформаторе типа Лисхольм-Смит (рис. 9, а) фирмы Крупп. Исследованием трехступенчатого гидротрансформатора с поворотными лопатками насоса и поперечной осью поворота и тепловозного гидротрансформатора с поворотными лопатками турбины и реактора и поперечными осями поворота занимался И. Ф. Семичастнов (МВТУ). Известны одноступенчатые гидротрансформаторы фирмы Фойт с поворотными лопатками реактора. В автомобильных комплексных гидротрансформаторах поворотные лопатки до настоящего времени были применены только в реакторе, причем с поперечной осью поворота.

Впервые такой гидротрансформатор был установлен на легковых автомобилях фирмы Бюик (США) в 1955 г. В 1956 г. между турбинами был установлен дополнительный реактор, вместо которого в 1957 г. фирмой Шевроле (гидропередача Турбоглайд) была установлена турбина (T_2 на рис. 9, б). В гидропередаче типа Турбоглайд фирмой Бюик в 1959 г. был использован поворот лопаток между двумя сферическими поверхностями.

Проведенные на Московском автозаводе имени Лихачева исследования влияния угла выхода лопаток турбины на характеристики комплексного гидротрансформатора [1] частично являются исследованием поворота лопаток турбины. Лопатки центробежной турбины имеют сложную пространственную конфигурацию. Поворот лопаток осуществлялся между наружным и внутренним торами. Оси поворота лопаток (в данном случае геометрические) параллельны оси вращения колеса и потоку жидкости на входе, а также перпендикулярны входным кромкам лопаток, поэтому при повороте лопатки изменяются только углы на выходе.

Работа по выяснению возможностей и особенностей поворота лопаток насоса в одноступенчатом комплексном гидротрансформаторе была начата на Московском автозаводе имени Лихачева несколько лет назад, о предварительных расчетах упоминалось ранее [2].

На этом заводе был изготовлен и испытан гидротрансформатор типа Аллисон $D_a = 400 \text{ мм}$ как с загнутыми назад лопатками насосного колеса ($\beta_{1n} = 77^\circ$, $\beta_{2n} \approx 45^\circ$, так и с радиальными лопатками ($\beta_{1n} = \beta_{2n} = 90^\circ$).

На рис. 10 представлены внешние характеристики гидротрансформаторов, причем вместо кривых $M_T = f(n_T)$ построены кривые $k = f(n_T)$ гидротрансформатора Бюик при крайних положениях лопаток реактора и экспериментального гидротрансформатора ЗИЛ с двумя вариантами насосных колес. На этом же графике нанесены кривые $\eta = f(n_T)$ и $n_n = f(n_T)$. Коэффициент $k = f(n_T)$ характеризует преобразующие свойства гидротрансформатора при данном совмещении его характеристик с характеристиками двигателя; $\eta = f(n_T)$ характеризует экономичность гидротрансформатора и $n_n = f(n_T)$ — нагружающие свойства гидротрансформатора. Для сравнения характеристик гидротрансформатора совмещены точки перехода на режим гидромукты для положения лопаток, соответствующего обычным режимам работы гидротрансформаторов. При этом скорость вращения турбины принята 2170 об/мин, что соответствует работе современных гидротрансформаторов легковых автомобилей с двигателями, имеющими максимальный крутящий момент 40—50 кгм и максимальные обороты 4200 в минуту.

Если для внешней характеристики (рис. 10) принять, что момент на насосе M_n постоянный и остается таким с изменением скорости вращения турбины n_T , то при $i_k = 1$ кривые $k = f(n_T)$ с учетом масштаба заменят собой кривые силы тяги $P = f(v_a)$, так как

$$P = \frac{M_n k i_k \omega_{\text{мех}}}{R_k} = A_1 k i_k \text{ и } v_a = \frac{\pi n_2 R_k}{30} \cdot 3,6 = B_1 n_2,$$

где i_k — передаточное число коробки передач (для рис. 10 $i_k = 1$ и $n_2 = n_T$);

i_0 — постоянное передаточное число силовой передачи от двигателя до колес автомобиля;
 $\eta_{\text{мех}}$ — механический к. п. д. силовой передачи;
 R_k — радиус качения в м.

На рис. 10 видно, что кривые $k=f(n_T)$ для гидротрансформатора ЗИЛ идут значительно выше аналогичных кривых гидротрансформатора Бюнк от $n_T=0$ до $n_T=1300 \div 1500$ об/мин. При более высоких значениях n_T кривые $k=f(n_T)$ практически совпадают, за исключением небольшой разницы в интервале 1300—2500 об/мин для кривых, соответствующих режимам повышенной силы тяги.

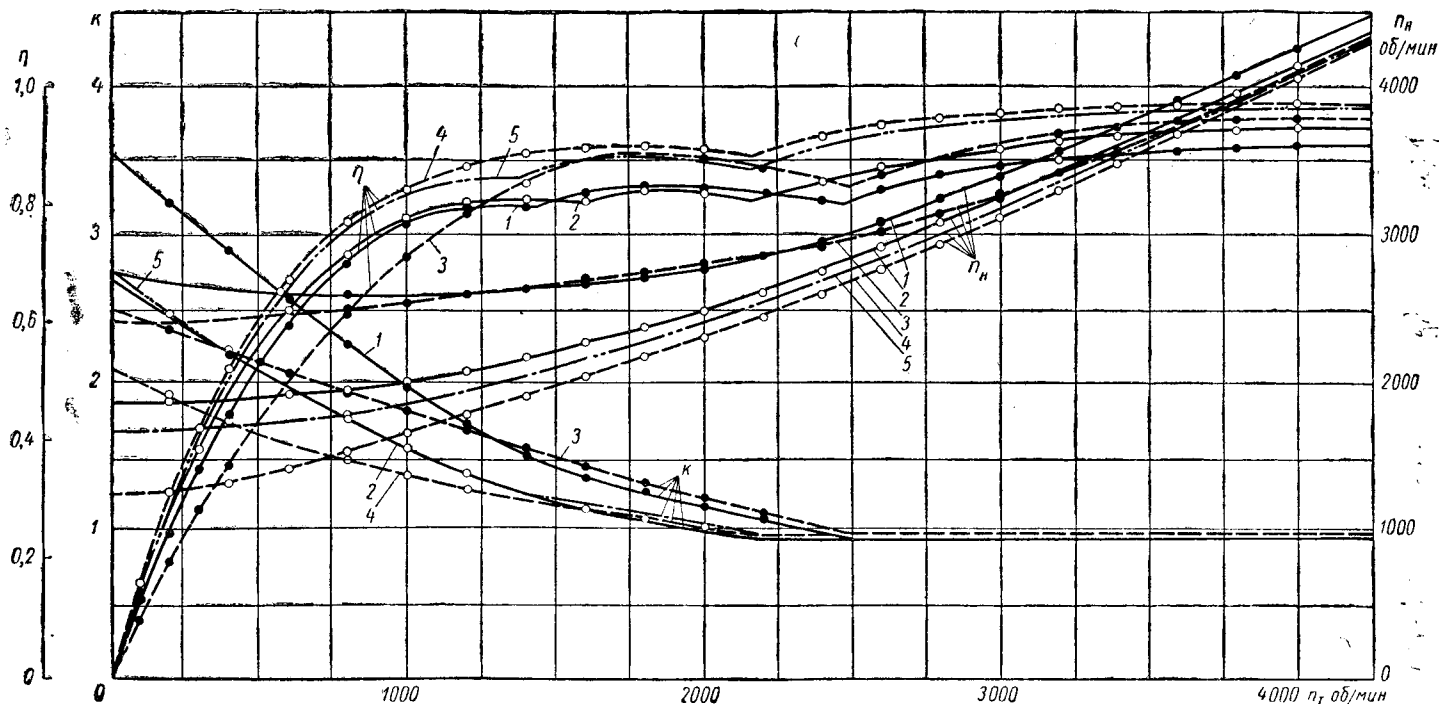


Рис. 10. Внешние характеристики гидротрансформаторов в безразмерной форме:

1 — экспериментальный образец ЗИЛ при $\beta_{2H} \approx 45^\circ$; 2 — экспериментальный образец ЗИЛ при $\beta_{2H} = 90^\circ$; 3 — гидротрансформатор Бюнк на режим повышенной тяги; 4 — гидротрансформатор Бюнк; 5 — гидротрансформатор ЗИЛ-111 с $k_0 = 2,75$.

Кривые $\eta=f(n_T)$ обоих вариантов гидротрансформатора ЗИЛ на режимах трансформации практически совпадают, а на режимах гидромукты кривая к. п. д., соответствующая варианту с меньшим k_0 и точкой перехода на режим гидромукты при большем i , независимо от n_T проходит приблизительно на 3% выше, чем для варианта с большим k_0 и точкой перехода на режим гидромукты при меньшем i . Такая же картина на режимах гидромукты наблюдается и у гидротрансформатора Бюнк, но разница между кривыми к. п. д. достигает 10% при $n_T=2500$ об/мин, причем разный характер кривых к. п. д. сохраняется и на режимах трансформации с превышением, достигающим до 18%.

Следовательно, поворот лопаток насоса сопровождается заметным ухудшением к. п. д. только на режимах гидромукты, а поворот лопаток реактора — на всех режимах и в значительно большей степени. На рис. 10 нанесены характеристики гидротрансформатора типа ЗИЛ-111 с $k_0=2,75$ [3]. Его кривая к. п. д. весьма близка к кривой к. п. д. гидротрансформатора Бюнк при $k_0=2,1$ и на всех режимах, начиная от $n_T=500$ об/мин, на 5—6% выше соответствующей кривой к. п. д. экспериментального гидротрансформатора ЗИЛ при совпадении кривых коэффициента трансформации $k=f(n_T)$ и меньших на 100—200 об/мин скоростей вращения насоса $n_H=f(n_T)$.

На Московском автозаводе имени Лихачева проведены испытания экспериментального гидротрансформатора, изготовленного в 1959 г. с использованием производственных колес гидротрансформатора ЗИЛ-111, но с поворотными лопатками насоса, имеющими продольные оси поворота (рис. 9, в).

Целью испытаний являлось установление диапазона регулирования и экспериментальная проверка основных закономерностей. Лопатки насоса плоские радиальные, угол поворота осей лопаток составляет $\sim 40^\circ$. Характеристики, полученные

для крайних положений лопаток насоса при $\beta_{2H}=70^\circ$ и $\beta_{2H}=110^\circ$ (табл. 2), близки к характеристикам экспериментального гидротрансформатора ЗИЛ 1958 г. и к данным приближенного расчета (табл. 1). Однако имеется разница в величинах максимального к. п. д., что объясняется низким качеством изготовления и приближенностью расчета.

Следует отметить, что зазоры между поворотными лопатками и обоями торам были значительно больше, чем можно было бы получить при хорошем качестве изготовления, и достигали 1,5—2 мм в местах С (рис. 9, в). При испытании турбины и реактора в комплекте с эталонным насосом был получен максимальный к. п. д. 84% вместо 88,5% по ТУ на гидротранс-

форматор ЗИЛ-111. Таким образом, есть реальные возможности для значительного улучшения характеристик.

Мощность на выходном валу коробки передач при $\eta_{\text{мех}}=1$ может быть подсчитана как

$$N_2 = N_H \eta = \frac{M_H}{716,2} n_H \eta = C_1 n_H \eta$$

или

$$N_2 = \frac{M_2 n_2}{716,2} = \frac{M_H}{716,2} k i_k n_2 = C_1 k i_k n_2.$$

Так как принят $M_H = \text{const}$, то перемножая соответствующие значения n_H и η либо n_2 и $k i_k$, получим в определенном масштабе характеристики $N_2=f(n_2)$, что и представлено на рис. 11. Из этого рисунка видно также преимущество экспериментального гидротрансформатора ЗИЛ при n_2 от 0 до 1300—1500 об/мин, что соответствует скорости автомобиля ~ 60 км/час, если принять, что 4200 об/мин соответствуют 168 км/час.

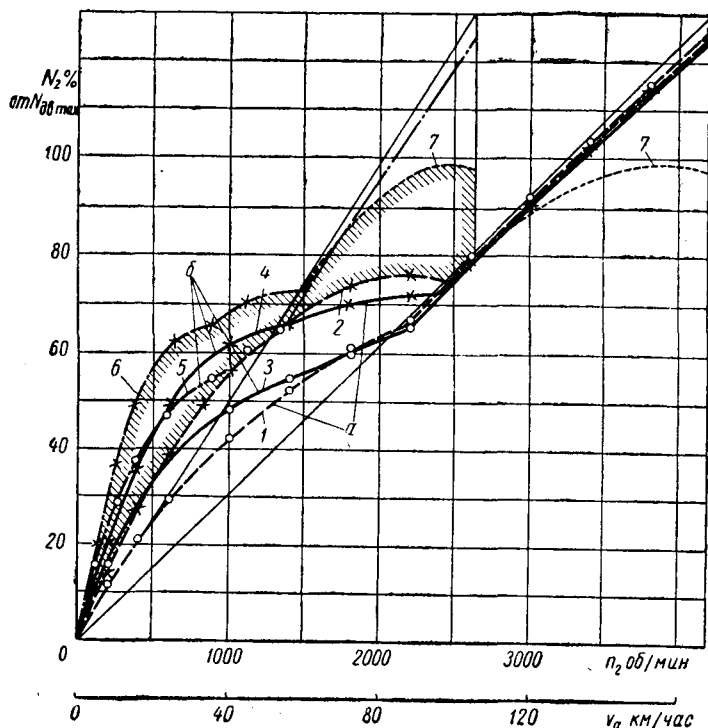
На режимах гидромукты, несмотря на заметную разницу в к. п. д. (до 12% при 2500 об/мин), разница в мощности получается около 2%. Это объясняется тем, что гидротрансформатор с менее совершенной лопастной системой при меньшем к. п. д. имеет более высокие обороты n_H на входе, т. е. обеспечивает практически ту же мощность N_2 на выходе, что и гидротрансформатор с более совершенной лопастной системой, но за счет большей затраты мощности на входе N_H . Это подтверждается и рис. 10, на котором кривые $k=f(n_T)$ для гидротрансформаторов ЗИЛ-111 и экспериментального с $\beta_{2H}=90^\circ$ совпали, кривая $\eta=f(n_T)$ для первого расположена выше, а $n_H=f(n_T)$ ниже, чем для второго.

Таблица 2

Параметры*	Гидротрансформаторы													
	„Дайнафлоу“, одноступен- чатый		„Дайнафлоу“, двухступен- чатый		„Турбоглайд“		„Дайнафлоу“ типа Турбо- глайд“.		ЗИЛ-111 эк- сперименталь- ный 1957 г. с разными турбинами		ЗИЛ экспери- ментальный 1959 г. с по- воротными лопатками насоса		ЗИЛ экспери- ментальный 1958 г. с разными насосами	
Количество: рабочих колес муфт свободного хода планетарных рядов	4 1 1		5 2 1		5 3 2		5 3 2		4 2 Нет		4 2 Нет		4 2 Нет	
k_0	2,1	2,5	3,1	3,5	3,8	4,2	—	4,5	2,47	2,58	2,37	3,2	2,7	3,55
$\eta_{\max}$	0,9	0,88	0,9	0,88	0,9	0,88	—	0,88	0,865	0,86	0,84	0,8	0,825	0,83
Π	3,75	1,52	2,3	1,6	2,5	1,5	—	1,5**	2,3	2,27	2,45	1,5	1,98	1,18
i_m	0,895	0,84	0,895	0,84	0,895	0,84	—	0,85**	0,865	0,865	0,86	0,79	0,837	0,83
Обороты трогания n_H в минуту при $M_H = 45 \text{ кгм} = \text{const}$ и $n_{TM} =$ $= 2170$ об/мин для малых k_0	1250	2390	1600	2700	1530	2350	—	2500**	1650	1610	1420	1970	1850	2740
Обороты турбины при переходе на режимы гидромуфты n_{TM} в мину- ту (значения M_H и n_{TM} те же, что и для оборотов трогания)	2170	2480	2170	2880	2170	2420	—	2600**	2170	2090	2170	2420	2170	2470
Угол поворота лопаток χ в град.	75 у реактора		75 у реактора		75 у реактора		55 у реактора		5 у турбины		40 у насоса		45 у насоса	
Средняя интенсивность изменения параметров характеристик:														
$\frac{\Delta k_0}{\chi}$	0,005		0,005		0,005		—		0,022		0,021		0,019	
$\frac{\Delta n_{HO}}{\chi}$	15,2		14,7		10,9		—		—8,0		13,7		19,8	
$\frac{\Delta \Pi}{\chi}$	—0,030		—0,009		—0,013		—		—0,006		—0,025		—0,018	
Изменение параметров характе- стик при данных χ														
$\frac{k_{02}}{k_{01}}$	1,91		1,13		1,10		—		1,05		1,35		1,32	
$\frac{n_{HO1}}{n_{HO2}}$	1,91		1,69		1,53		—		0,975		1,38		1,48	
$\frac{\Pi_2}{\Pi_1}$	0,4		0,7		0,6		—		0,985		0,61		0,6	
* Данные по гидротрансформаторам с поворотными лопатками и вариантами рабочих колес, соответствующих повороту лопаток. ** Предполагаемые данные.														

* Данные по гидротрансформаторам с поворотными лопатками и вариантами рабочих колес, соответствующих повороту лопаток.

** Предполагаемые данные.



Ранее [2] уже отмечалось, что гидротрансформатор Бюик может рассматриваться как гидротрансформатор с весьма низким значением коэффициента трансформации $k'_0 = \frac{2,1}{1,6} = 1,31$, который в сочетании с передаточным числом 1,6 планетарного ряда дает общее передаточное число $k_0 = 1,31 \cdot 1,6 = 2,1$. Как было показано выше, при низком значении коэффициента трансформации в комплексных гидротрансформаторах можно получить наибольшее повышение максимального к.п.д. и высокую прозрачность в данном случае при $k'_0 = 1,31$, достигающую $\Pi = \frac{k_{HO}}{n_{HM}} = \left(\frac{n_{HM}}{n_{HO}}\right)^2 = 3,75$. В рассматриваемом случае $M_{HO} = M_{HM}$. Сложное расчленение турбины на два колеса с применением планетарного ряда позволяет получить двухступенчатую передачу с бесступенчатой характеристикой. Момент в планетарном ряду увеличивается до точки перехода на режимы гидромуфты, когда одновременно с реактором выключается из работы благодаря муфте свободного хода первая турбина.

Преимущество подобных схем заключается в бесступенчатости и внутренней автоматичности, но в этом же и их недостаток, так как на средних скоростях движения они имеют мень-

Рис. 11. График выходной мощности в безразмерной форме: а — гидротрансформатор Бюик; б — гидротрансформатор ЗИЛ; 1 — эксплуатационные режимы; 2 — режимы повышенной тяги; 3 — насос с $\beta_{2H} = 90^\circ$; 4 — насос с $\beta_{2H} \approx 45^\circ$; 5 — то же, что и 3, но с понижающей передачей $i_k = 1,6$; 6 — то же, что и 4, но с понижающей передачей $i_k \approx 1,6$; 7 — с учетом действительной характеристики двигателя. (Заштрихованная площадь показывает выигрыш в выходной мощности).

ший к.п.д. и обеспечивают меньшую силу тяги, чем обычная схема — гидротрансформатор с последовательно присоединенной к нему двухступенчатой коробкой передач. На рис. 11 изображена мощность на выходе, а на рис. 12 — сила тяги для экспериментального гидротрансформатора ЗИЛ с установленным за ним таким же планетарным рядом, как у гидротрансформа-

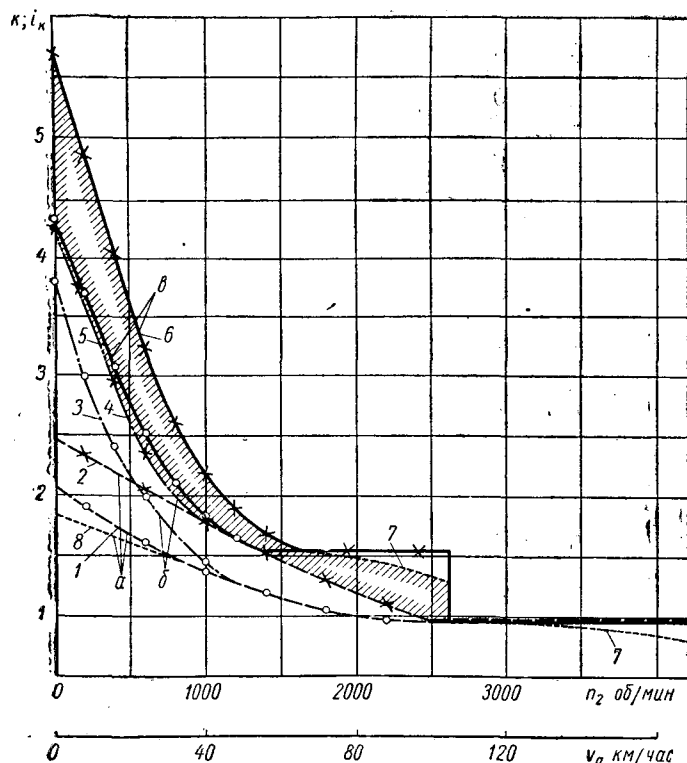


Рис. 12. График силы тяги в безразмерной форме:

а — гидротрансформатор Бюик; б — гидропередача «Турбоглайд»; в — гидротрансформатор ЗИЛ с понижающей $i_k = 1,6$ и прямой передачами; 1 — эксплуатационные режимы; 2 — режимы повышенной тяги; 3 — эксплуатационные режимы; 4 — режимы повышенной тяги; 5 — насос с $\beta_{2H} = 90^\circ$; 6 — насос с $\beta_{2H} \approx 45^\circ$; 7 и 8 — с учетом действительной характеристики двигателя. (Заштрихованная площадка показывает выигрыш в силе тяги.)

тора Бюик, т. е. с передаточным числом 1,6. Заштрихованная площадка на рис. 11 показывает выигрыш в используемой мощности N_2 при обычной схеме по сравнению с гидротрансформатором Бюик при одном и том же планетарном ряде в обоих случаях. Верхняя часть линии, обозначенная точками, соответствует действительной кривой мощности двигателя ЗИЛ-111, имеющего высокий коэффициент приспособляемости

$$\frac{M_M}{M_N} = \frac{45}{36} = 1,25.$$

На рис. 12 представлены также характеристики гидропередачи «Турбоглайд» [4], которая, в отличие от рассмотренного выше трансформатора Бюик, имеет турбину, расчлененную не на два, а на три колеса (рис. 9, б), вместо одного — два планетарных ряда и может рассматриваться как гидропередача с тремя передачами переднего хода. По характеристикам видно, что даже при повороте лопаток реактора, обеспечивающем наибольшую силу тяги, до скорости автомобиля приблизительно 55 км/час и свыше 105 км/час наблюдается совпадение характеристик гидропередачи «Турбоглайд» и двухступенчатой гидропередачи без поворотных лопаток. В зоне скоростей от 55 до 105 км/час сила тяги, обеспечиваемая гидропередачей «Турбоглайд», значительно ниже, чем при двухступенчатой гидропередаче. При наличии поворотных лопаток насоса у двухступенчатой гидропередачи появляется значительный выигрыш в силе тяги в зоне скоростей автомобиля от 0 до 55 км/час. Таким образом, по характеристикам такая двухступенчатая гидропередача имеет значительное преимущество перед «Турбоглайд» в диапазоне скоростей от 0 до 105 км/час. Заштрихованная площадка показывает в этом случае выигрыш в силе тяги.

В 1959 г. фирмой Бюик выпущена гидропередача «Дайнафлор Трипл Турбин» по схеме «Турбоглайд», но имеющая передаточные числа для первого планетарного ряда 2,84 и для второго 1,54, вместо 2,67 и 1,6 у «Турбоглайда». Однако эти мероприятия лишь незначительно изменили характеристики гидропередачи. Кроме того, в гидропередаче «Дайнафлор» образца 1959 г. лопатки реактора могут занимать промежуточные положения в зависимости от открытия дроссельной заслонки двигателя. При полном открытии дроссельной заслонки они устанавливаются в положение, обеспечивающее коэффициент трансформации 4,5 при трогании. Следует отметить, что удельная мощность у легковых автомобилей США с гидропередачами, имеющими поворотные лопатки реактора, около 100 л. с./т и выше, а у ЗИЛ-111 — $\frac{220}{3,1} \approx 70$ л. с./т. Следовательно,

применение гидропередач типа «Турбоглайд» на отечественных автомобилях даже высшего класса еще более неблагоприятно.

В табл. 2 приведены данные по автомобильным комплексным гидротрансформаторам с поворотными лопатками.

Выводы

1. В одноступенчатом комплексном гидротрансформаторе наиболее рациональным с точки зрения наибольшего изменения характеристик, желательного для применения в трансмиссии автомобиля, является поворот лопаток реактора (вокруг поперечной оси), либо лопаток насоса (вокруг продольной оси).

2. Величина полного угла поворота оси лопатки, исходя из допустимых зазоров, получающихся между лопаткой и соответственно внутренним и наружным торами, может быть рекомендована $70-80^\circ$ для реактора и $40-50^\circ$ для насоса.

3. Экономичному, рабочему положению поворотных лопаток реактора должно соответствовать наибольшее значение прозрачности и M_{NM} , что обеспечивают загнутые вперед лопатки насоса ($\beta_{2H} > 90^\circ$), а также уменьшенное значение угла β_{2P} (например, $\beta_{2P} = 90^\circ$). Последнее обстоятельство вызывает увеличение энергоемкости и уменьшение максимального к.п.д. из-за значительного увеличения расхода в круге циркуляции.

Следовательно, при поворотных лопатках реактора (с поперечной осью поворота) имеется единственное оптимальное значение углов входа и выхода всех рабочих колес для получения высокой прозрачности при достаточно высоком к.п.д., а также имеется возможность уменьшить размеры гидротрансформатора на 10—20% по сравнению с гидротрансформаторами типа ЗИЛ-111, «Чайка». Поворот лопаток реактора позволяет значительно изменять энергоемкость при незначительном изменении коэффициента трансформации, причем могут быть получены лишь $k_0 < 2$. Поворот лопаток реактора менее экономичен, чем поворот лопаток насоса.

4. Применение поворотных лопаток насоса (с продольной осью поворота) даже при угле поворота $40-50^\circ$ позволяет существенно изменить характеристики и в первую очередь коэффициент трансформации, а также прозрачность. При этом может быть найдено несколько оптимальных значений углов входа и выхода всех рабочих колес для получения либо максимально возможной прозрачности, либо максимально возможного k_0 , либо компромиссного решения (см. табл. 1).

Таким образом, поворот лопаток насоса не имеет жестких ограничений по параметрам получаемых характеристик, как при повороте лопаток реактора, и, в частности, может обеспечить получение весьма высоких значений k_0 , обеспечивает более интенсивное изменение характеристик и большую экономичность, чем поворот лопаток реактора.

5. Характеристики гидропередач типа «Турбоглайд» соответствуют характеристикам гидротрансформатора без понижающих передач с вытекающими отсюда недостатками и значительно уступают характеристикам обычной двухступенчатой гидропередачи, а характеристики двухступенчатой гидропередачи с комплексным гидротрансформатором, имеющим поворотные лопатки насоса, могут практически соответствовать характеристикам трехступенчатой гидропередачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нарбут А. Н., Харитонов Н. П., «Автомобильная промышленность» № 9, 1959.
2. Нарбут А. Н., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 4, 1957.
3. Нарбут А. Н., «Автомобильная промышленность» № 3, 1960.
4. Унечел Ф. И. и др., «САН Джорнэл», апрель, 1957.

Влияние увеличения мощностных показателей двигателя на динамические нагрузки в трансмиссии автомобилей «Москвич» и УАЗ

Канд. техн. наук Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ, С. Н. ИВАНОВ

НАМИ

В ПОСЛЕДНЕЕ время при переходе на новую модель автомобиля увеличивают мощностные показатели двигателя, не изменяя трансмиссии. Это объясняется желанием конструкторов повысить динамические качества автомобилей при минимальных изменениях конструкции.

Примером могут служить автомобили «Москвич» модели 402 и 407 и автомобили УАЗ модели 450, 450А и 450Д, мощностные параметры которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Марка автомобиля	Максимальная мощность двигателя в л. с.	Максимальный крутящий момент в кгм
«Москвич-402»	35	7,1
«Москвич-407»**	45	8,8
УАЗ-69, УАЗ-450А (№ 1)	55	12,7
УАЗ-450 (№ 2), УАЗ-450Д**	65	15,8

* Параметры трансмиссии изменились: вместо $i_0=5,14$ стало $i_0=4,63$.
 ** Параметры трансмиссии не изменились.

Увеличение максимального крутящего момента двигателя при сохранении примерно того же коэффициента запаса сцепления требует увеличения момента трения сцепления, необходимого для передачи им большего крутящего момента без пробуксовки.

Момент трения сцепления можно увеличить несколькими способами.

1. Применением фрикционных материалов с повышенным коэффициентом трения и с сохранением прежнего суммарного осевого усилия нажимных пружин сцепления.

2. Увеличением размеров ведомого и ведущего дисков сцепления при сохранении коэффициента трения и осевой силы нажимных пружин.

3. Увеличением осевой силы нажимных пружин при сохранении прежних параметров дисков сцепления.

Так как при установке на автомобиль более мощного двигателя стараются не изменять размеры агрегатов трансмиссии, то для обеспечения необходимого коэффициента запаса сцепления обычно увеличивают суммарную осевую силу нажимных пружин сцепления (табл. 2).

Таблица 2

Параметры	«Москвич-402» при $M_{\text{етах}} = 7,1 \text{ кгм}$	«Москвич-407» при $M_{\text{етах}} = 8,8 \text{ кгм}$	УАЗ-69, УАЗ-450А, при $M_{\text{етах}} = 12,7 \text{ кгм}$	УАЗ-450А, УАЗ-450Д, УАЗ-469 при $M_{\text{етах}} = 15,8 \text{ кгм}$
Суммарное осевое усилие нажимных пружин сцепления в кг	285	309	362	459
Увеличение суммарной осевой силы нажимных пружин сцепления в %	—	8	—	27
Увеличение крутящего момента двигателя в %	—	26	—	24
Статистический момент трения сцепления в кгм	9,3	10,3	16,2	22
Коэффициент трения фрикционного материала ведомых дисков сцепления	0,21	0,22	0,24	1,25
Коэффициент запаса сцепления	1,3	1,15	1,27	1,39

Примечание. Данные получены экспериментально при испытаниях указанных автомобилей.

Из табл. 2 видно, что при почти одинаковом относительном увеличении мощностных показателей двигателей автомобилей «Москвич» и УАЗ осевое усилие нажимных пружин сцепления последнего увеличено на 27%, а на автомобиле «Москвич» — только на 8%.

Изменение усилия нажимных пружин сцепления у автомобилей «Москвич», имеющих сравнительно небольшую жест-

кость трансмиссии, привело к незначительному увеличению динамических нагрузок, что не отразилось на прочностных качествах агрегатов трансмиссии.

К иным результатам привело увеличение осевого усилия нажимных пружин сцепления в моделях автомобилей УАЗ.

В отличие от автомобилей «Москвич», жесткость всех деталей трансмиссии, а также их приведенная жесткость у автомобилей УАЗ несколько выше (табл. 3).

Таблица 3

Автомобиль	Жесткость деталей трансмиссии в кгм/рад*			Жесткость трансмиссии, приведенная к первичному валу коробки передач на первой передаче в кгм/рад
	задней ведущей полуоси	карданного вала	промежуточного карданного вала	
«Москвич» модели 402 и 407	395	600	—	2,7
УАЗ-450А, УАЗ-450Д, УАЗ-69	665	1065,8	963	3,68

* Экспериментальные данные.

Приведенная жесткость цепи трансмиссии при последовательном расположении звеньев определяется по формуле

$$\frac{1}{c_n} = \frac{1}{c_{1n}} + \frac{1}{c_{2n}} + \dots + \frac{1}{c_{mn}},$$

а при параллельном расположении звеньев по формуле

$$c_n = c_{1n} + c_{2n} + \dots + c_{mn},$$

где $c_{in} = \frac{c_i}{i_{\text{общ}}^2}$ — приведенная жесткость одного звена;

$c_i = \frac{M}{\alpha}$ — жесткость одного звена, определяемая

расчетным путем или экспериментально;
 $i_{\text{общ}}$ — общее передаточное число от звена трансмиссии до первичного вала;
 M — крутящий момент в кгм;
 α — угол закрутки звена в рад.

Экспериментальное исследование проводилось на двух автомобилях УАЗ-450А (№ 1 и № 2) с разными двигателями и разными суммарными усилиями нажимных пружин сцепления, но одинаковым полным весом $G_a = 2450 \text{ кг}$ и одинаковым распределением веса по осям $G_1 = 1190 \text{ кг}$ и $G_2 = 1260 \text{ кг}$.

Максимальный момент двигателя автомобиля № 1 составляет 12,7 кгм, а автомобиля № 2 — 15,8 кгм.

Крутящий момент измерялся на задней правой полуоси как при трогании автомобиля с места на первой передаче резким включением сцепления при различных оборотах двигателя ($n_e = 800; 1200; 1600; 2000; 2400 \text{ об/мин}$), так и при форсированном разгоне на ровном асфальтированном шоссе. Оба эксперимента проведены с отключенным передним мостом.

Результаты испытаний автомобилей УАЗ-450А № 1 и № 2 со стандартной трансмиссией при трогании с места на первой передаче резким включением сцепления в зависимости от первоначальных оборотов двигателя приведены на рис. 1 (кривая 1 соответствует автомобилю № 1, кривая 2 — автомобилю № 2).

Как видно из графика, максимальные динамические нагрузки на задней полуоси первого автомобиля не превышают 270 кгм (кривая 1).

Для этого случая коэффициент динамичности трансмиссии $\beta_{\text{дик}}$, получаемый как отношение динамического момента к расчетному, будет равен

$$\beta_{\text{дик}} = \frac{M_{\text{дик}}}{M_{\text{расч}}} = \frac{270}{87,5} = 3,1,$$

где для полуоси на первой передаче

$$M_{расч}^I = M_{е max} i_1 i_{р.к} \frac{i_0}{2} \eta.$$

Для автомобилей типа 4×4 к.п.д. трансмиссии на режимах трогания может быть принят равным 0,75.

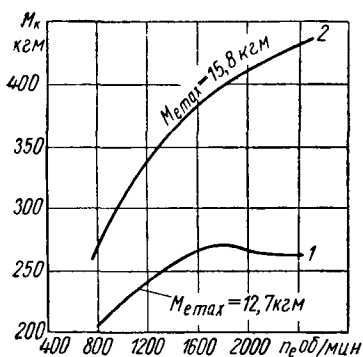


Рис. 1.

Для данного автомобиля тот же коэффициент динамичности трансмиссии $\beta_{дин}$, полученный как отношение максимально измеренного динамического момента к соответствующему первоначальному расчетному моменту двигателя $M_{е max} = 12,7$ кгм, т. е. к тому моменту, на который первоначально и была спроектирована трансмиссия, будет равен

$$\beta_{дин} = \frac{435}{87,5} = 5.$$

Для автомобиля данного класса согласно имеющимся данным¹ это является недопустимо высокой величиной.

Коэффициент динамичности $\beta_{дин}$ с увеличением мощностных показателей двигателя без увеличения прочностных качеств трансмиссии необходимо, по возможности, снижать за счет уменьшения жесткости трансмиссии введением упругих

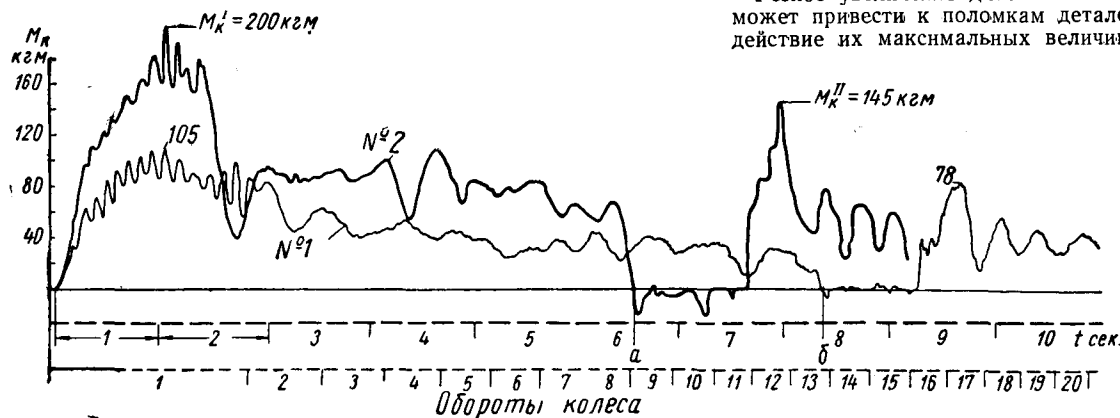


Рис. 2.

элементов и темпа включения сцепления с использованием гидропривода сцепления.

В противном случае необходимо увеличивать прочностные качества агрегатов трансмиссии. По экспериментальным данным следует рекомендовать для автомобилей «Москвич» предельное значение коэффициента динамичности $\beta_{дин} = 1,5 \div 1,7$, для автомобилей УАЗ $\beta_{дин} = 2,2 \div 2,5$.

Величина и характер изменения динамического крутящего момента в трансмиссии автомобилей УАЗ-450А № 1 и № 2 при форсированном разгоне приведены на рис. 2.

Из приведенной осциллограммы видно, что при форсированном разгоне на первой передаче и при переключении на вторую передачу в трансмиссиях обоих испытываемых автомобилей возникают динамические нагрузки, значительно превосходящие расчетный крутящий момент, приведенный к полуоси, который на первой передаче равен $M_{расч}^I = 87,5$ кгм, а на вто-

рой $M_{расч}^{II} = 50$ кгм. Величины коэффициентов динамичности для этого случая приведены в табл. 4.

Таблица 4

Автомобиль	$M_{дин max}$ на первой передаче в кгм	Расчетная нагрузка в кгм	Коэффициент динамичности на первой передаче	$M_{дин max}$ на второй передаче в кгм	Расчетная нагрузка в кгм	Коэффициент динамичности на второй передаче
УАЗ-400А при $M_{е max} = 12,7$ кгм	105	87,5	1,2	78	50	1,56
УАЗ-450А при $M_{е max} = 15,8$ кгм	200	87,5	2,3	145	50	2,9

Как видно из табл. 4, увеличение коэффициентов динамичности при разгоне автомобиля № 2 по сравнению с автомобилем № 1 примерно одинаково и составляет для первой и второй передач около 90% (92—86%).

Сравнение интенсивности разгона на первой передаче показало, что автомобиль № 2 более интенсивно разгоняется по сравнению с автомобилем № 1.

Для наглядности конец разгона на первой передаче автомобиля № 2 обозначен буквой а, и автомобиля № 1 буквой б (рис. 2). Разгон автомобилей производился до одинаковой скорости движения автомобиля. Контролем служили обороты двигателя, которые у автомобиля № 2 в конце разгона достигли 3350 в минуту, а у автомобиля № 1 — 3100 в минуту, т. е. практически были близки.

Время разгона на первой передаче автомобиля № 1 составило 5,56 сек., а автомобиля № 1 — 7,36 сек.

Таким образом, при использовании более мощного двигателя интенсивность разгона автомобиля УАЗ-450А на первой передаче увеличилась почти на 25% (по времени). Динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля увеличились примерно на 90%.

Резкое увеличение динамических нагрузок в трансмиссии может привести к поломкам деталей трансмиссии, если даже действие их максимальных величин кратковременно.

Такое явление очень часто наблюдается у грузовых автомобилей, работающих в тяжелых эксплуатационных условиях (на стройках, в земляных карьерах и т. п.), где водитель вынужден резко включать сцепление для того, чтобы обеспечить движение автомобиля.

Преждевременный выход из строя деталей трансмиссии возможен также из-за наступления усталостного разрушения, обусловленного высокочастотным циклическим нагружением трансмиссии при эксплуатации автомобилей в условиях интенсивного городского движения, когда водителю приходится очень часто оперировать сцеплением.

Выводы

1. Повышение мощностных показателей двигателя ($N_{е max}$ и $M_{е max}$) влечет за собой увеличение момента трения сцепления, что приводит к значительному росту динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля на режимах трогания и разгона.

При этом увеличение динамических нагрузок происходит в отдельных случаях более значительно, чем увеличение момента трения сцепления.

2. Сохранить необходимый срок службы деталей трансмиссии при увеличении мощностных показателей двигателя возможно либо путем снижения динамических нагрузок в трансмиссии за счет уменьшения ее приведенной жесткости при введении дополнительного упругого элемента, либо путем повышения прочностных показателей всех основных деталей трансмиссии.

¹ Глаутбитц Ш., «АТЦ» № 8, 1957.

К вопросу о расчете на кручение автомобильных рам

И. Н. ДОЙЧ

Политехнический институт г. Брашов (Румыния)

В ОПУБЛИКОВАННЫХ ранее работах [1]—[6] приводятся формулы расчета рам на кручение. Рама представляет собой плоскую, статически неопределимую систему (рис. 1) со степенью неопределенности

$$g = 2n - 2, \quad (1)$$

где n — число поперечин.

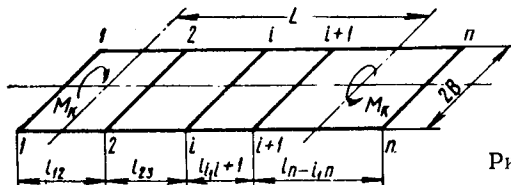


Рис. 1.

Деформации изгиба, происходящие в результате кручения рамы, пренебрежимо малы. В этом предположении выводится выражение угла кручения рамы по длине L

$$\varphi = \frac{M_k L}{GJ_k}. \quad (2)$$

и выражения крутящих моментов и перерезывающих сил на участках балки

$$M_{ii} = \frac{J_{ii}}{J_k} M_k; \quad M_{i, i+1} = \frac{J_{i, i+1}}{J_k} M_k; \\ T_i = \frac{J_{i, i+1} - J_{i, i-1}}{BJ_k} M_k. \quad (3)$$

Момент инерции J_k при кручении рамы получен из отношения

$$J_k = \frac{2}{L} [J_{12}l_{12} + J_{23}l_{23} + J_{34}l_{34} + \dots + B(J_{11} + J_{22})], \quad (4)$$

где $J_{12}, J_{23}, \dots, J_{11}, J_{22}, \dots$ — моменты инерции при стесненном кручении участков балок.

Расчет момента инерции при стесненном кручении участков балок. Опыты, произведенные на макетах автомобилей, и тензометрические испытания, проведенные на рамах грузового автомобиля SR-101, показали, что моменты инерции при стесненном кручении участков упругих тонкостенных балок не могут вычисляться с помощью формул Сен-Венана для чистого кручения. Так как деформация концов участков балок стесняется соединениями между поперечинами и лонжеронами, условные моменты инерции при кручении оказываются большими, чем при чистом кручении. Однако концы участков балок обыкновенно только частично препятствуют деформации; связь между поперечинами и лонжеронами нельзя рассматривать как жесткие защемления. Действительное напряженное состояние можно получить только вычислением с учетом упругости соединений, что зависит, прежде всего, от способа выполнения соединений (заклепка, сварка между полками или вертикальными стенками профилей и т. д.).

Дифференциальное уравнение деформации кручения упругой тонкостенной балки постоянного сечения, подвергнутой действию крутящих моментов на концах, предложенное В. З. Власовым [1], равно

$$\frac{d^4 \varphi}{dz^4} - k^2 \frac{d^2 \varphi}{dz^2} = 0, \quad (5)$$

где φ — угол кручения балки;

z — абсцисса, определяющая положение некоторого сечения;

k — характеристика изгибо-кручения;

$$k = \sqrt{\frac{GJ_k}{EJ_\omega}}; \quad (6)$$

J — секториальный момент инерции сечения.

Интегрируя дифференциальное уравнение, получим

$$\varphi = c_1 + c_2 z + c_3 \operatorname{sh} kz + c_4 \operatorname{ch} kz. \quad (7)$$

Постоянные интегрирования определяются в зависимости от способа крепления каждого конца балки.

Формулы кручения упругой тонкостенной балки постоянного сечения с жестко закрепленными концами, которая подвергается действию крутящих моментов M , приложенных по концам, равны (рис. 2):

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{M}{GJ_k} \left(z - \frac{\operatorname{sh} kz}{k \operatorname{ch} \frac{kl}{2}} \right); \\ \varphi' &= \frac{M}{GJ_k} \left(1 - \frac{\operatorname{ch} kz}{\operatorname{ch} \frac{kl}{2}} \right); \\ B &= M \frac{\operatorname{sh} kz}{k \operatorname{ch} \frac{kl}{2}}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где M — крутящий момент, приложенный в балке;

B — бимомент.

Общий угол кручения

$$\varphi_{12} = \frac{ML}{GJ_k} \left(1 - \frac{2}{kl} \operatorname{th} \frac{kl}{2} \right). \quad (9)$$

Балка деформируется так, как если бы у нее был стесненный момент инерции при кручении, равный

$$J = J_k \left(1 - \frac{2}{kl} \operatorname{th} \frac{kl}{2} \right)^{-1} = pJ_k. \quad (10)$$

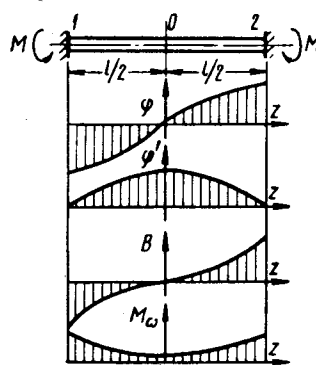


Рис. 2.

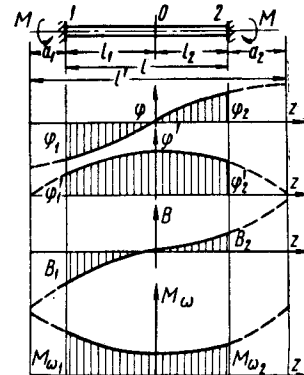


Рис. 3.

Коэффициент закрепления балки равен

$$p = \left(1 - \frac{2}{k'} \operatorname{th} \frac{k'}{2} \right)^{-1}. \quad (11)$$

Балку с эластично закрепленными краями можно рассматривать как участок некоторой балки большей длины, такого же постоянного сечения, с абсолютно жесткими концами (рис. 3). Расстояния удлинения балки a_1 и a_2 зависят от степени стеснения деформации концов. Длина заменяющей балки составляет

$$l' = l + a_1 + a_2. \quad (12)$$

Если обозначить через $S_1 = \frac{a_1}{l}$ коэффициент стеснения

деформации конца 1, $S_2 = \frac{a_2}{l}$ коэффициент стеснения

депланации конца 2, $S = \frac{l'}{l}$ общий коэффициент стеснения депланации, получим

$$S = 1 + S_1 + S_2. \quad (13)$$

Если коэффициенты известны (определены опытным путем), можно вычислить длину заменяющей балки, так же как и начало оси абсцисс z ,

$$l' = Sl; \quad l_1 = \frac{S - 2S_1}{2} l; \quad l_2 = \frac{S - 2S_2}{2} l. \quad (14)$$

Отношения (8) остаются действительными для заменяющей балки с длиной $l' = Sl$:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{M}{GJ_k} \left(z - \frac{\text{sh } kz}{k \text{ ch } \frac{skl}{2}} \right); \\ \varphi' &= \frac{M}{GJ_k} \left(1 - \frac{\text{ch } kz}{\text{ch } \frac{skl}{2}} \right); \\ B &= M \frac{\text{sh } kz}{k \text{ ch } \frac{skl}{2}}. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

При общем угле кручения

$$\varphi_{12} = |\varphi_1| + |\varphi_2| = \frac{Ml}{GJ_k} \left[1 - \frac{2 \text{ sh } \frac{k'}{2} \text{ ch } (S_2 - S_1) \frac{k'}{2}}{k' \text{ ch } \frac{sk'}{2}} \right]$$

и коэффициент закрепления участка балки

$$P = \left[1 - \frac{2 \text{ sh } \frac{k'}{2} \text{ ch } (S_2 - S_1) \frac{k'}{2}}{k' \text{ ch } \frac{sk'}{2}} \right]^{-1}. \quad (16)$$

Отношения (15) и (16) имеют общий характер. Например, для $S_1 = S_2 = 0$ получается частный случай балки с жестким защемлением или для $S_1 = 0$ и $S_2 = 1$ получается частный случай только с одним жестким защемлением.

Если балка состоит из нескольких участков различных сечений, каждый участок будет иметь другие секториальные характеристики. Для одного участка можно написать отношения (7). С целью определения постоянных интегрирования используются условия непрерывности. Таким образом, для каждого разделительного сечения областей можно выразить непрерывность деформаций и бимоментов

$$\varphi'_{2,i} = \varphi'_{1,i+1} \text{ и } B_{2,i} = B_{1,i+1}. \quad (17)$$

Вычисления упрощаются, если допускается, что бимоменты на концах участков неизвестны. Для балки, деформированной

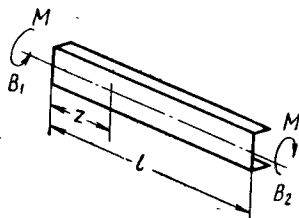


Рис. 4.

ной моментом M , имея на концах бимоменты B_1 и B_2 (рис. 4), угол деформации получается из отношения (7)

$$\varphi = \frac{1}{GJ_k} \left\{ Mz + B_1 \left[1 - \frac{\text{sh } k(l-z)}{\text{sh } kl} \right] - B_2 \frac{\text{sh } kz}{\text{sh } kl} \right\}. \quad (18)$$

Если балка состоит из многих участков с различными сечениями, для угла кручения получается выражение

$$\varphi = \sum \frac{1}{GJ_{ki}} (Ml_i + B_{1i} - B_{2i}). \quad (19)$$

Момент инерции при стесненном кручении равен

$$J = \left[\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{J_{ki}} \left(1 + \frac{B_{1i} - B_{2i}}{Ml_i} \right) \right]^{-1}. \quad (20)$$

Балку с непрерывным изменением сечения для расчета можно заменить балкой с постоянным (средним) сечением [6].

Таким образом, отношения (10), (16), (20) допускают развитие моментов инерции при стесненном кручении открытых тонкостенных профилей для всех случаев, встречающихся в расчетах кручения рамы.

Определение упругости соединений. Степень стеснения депланации концов балки, соответственно коэффициенты S_1 и S_2 , определяются опытным путем, например тензометрированием. При определении этих коэффициентов необходимо учитывать, что степень депланации одного конца балки зависит и от степени жесткости другого. Поэтому самые лучшие результаты получаются в том случае, когда определение совершается на самой раме, напряженное состояние которой требуется определить, а не на отдельной части рамы. Пусть часть рамной балки с постоянным швеллерным сечением будет находиться

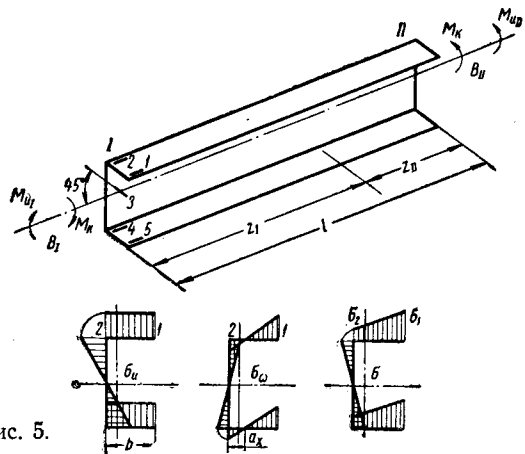


Рис. 5.

под действием нагрузки между сечениями I и II (рис. 5). Для определения напряженного состояния достаточно произвести тензометрические измерения в трех точках (точки 1, 2 и 3) как в сечении I, так и в сечении II, если рама имеет горизонтальную плоскость симметрии. Действительно, из показаний датчиков в точках 1 и 2 определяются напряжения

$$\sigma_1 = E\varepsilon_1 \text{ и } \sigma_2 = E\varepsilon_2. \quad (21)$$

Каждое напряжение составляет сумму нормального изгибающего и секториального напряжения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\omega_1} &= \frac{b - a_k}{b} (\sigma_1 - \sigma_2); \\ \sigma_{\omega_2} &= \frac{a_k}{b} (\sigma_1 - \sigma_2); \\ \sigma_u &= \sigma_2 + \frac{a_k}{b} (\sigma_1 - \sigma_2). \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Следовательно, и изгибающий момент и бимомент в сечении равны

$$\left. \begin{aligned} M_u &= \sigma_u W_x; \\ B &= \sigma_{\omega_1} W_{\omega_1} = \sigma_{\omega_2} W_2. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Для получения более точных результатов рекомендуется производить измерения во многих точках сечения (например, в точках 4 и 5). После определения бимоментов на концах сечений I и II балки получается положение сечения, в котором бимомент равен нулю. Используя отношение (15), получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{B_1}{B_{11}} &= \frac{\text{sh } kz_1}{\text{sh } kz_{11}}; \\ z_1 + z_{11} &= l; \\ z_1 &= \frac{1}{k} \text{ argh } \frac{B_1 \text{ sh } kl}{B_1 \text{ ch } kl + B_{11}}, \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Можно определить и величину перерезывающего усилия на части балки

$$T = \frac{dM_u}{dz} = \frac{M_{u1} - M_{u2}}{l}, \quad (25)$$

а следовательно, и касательное напряжение при изгибе.

Аналогично находится и средний изгибно-крутящий момент (а также секториальные касательные напряжения)

$$M_\omega = \frac{dB}{dz} \cong \frac{B_{11} - B_1}{l}. \quad (26)$$

Датчик, размещенный в предполагаемую нейтральную ось с наклоном в 45° относительно оси балки, позволяет определить касательное напряжение

$$\tau = E(1 - \mu) \varepsilon_{45^\circ}. \quad (27)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Найденное касательное напряжение представляет собой сумму трех составляющих напряжений: изгиба, секториального и кручения.

Так как первые два напряжения известны, можно вычислить в соответствующем сечении и напряжения кручения и, следо-

вательно, чистый крутящий момент по соотношению Сен-Венана. Общий крутящий момент

$$M = M_\kappa + M_\omega. \quad (28)$$

Соотношения (14) и (15) позволяют в данном случае вычислить коэффициенты S , S_1 и S_2 стеснения деформации концов балки и определить момент инерции при кручении участка балки. Подобные определения, сделанные на различных типах рам, дают возможность собрать экспериментальный материал относительно упругости соединений, необходимый для разработки правильного расчета кручения этих рам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Власов В. З., Тонкостенные упругие стержни, Физматгиз, 1959.
2. Гельфгат Д. В., Ошников В. А., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 10, 1955.
3. Гельфгат Д. В., Ошников В. А., Рамы грузовых автомобилей, Машгиз, 1959.
4. Горбунов Б. Н., Стрельбицкая А. И., Приближенные методы расчета вагонных рам из тонкостенных стержней, Машгиз, 1946.
5. Дойч И., «Металлургия си конструкции дэ машини» № 7, 1960.
6. Бочаров Н. Ф., «Известия высших учебных заведений машиностроения» № 3, 1959.

Технология

Автоматическая подача колец при бесцентровом шлифовании

Д. Я. РУВИНОВ

Экспериментальный научно-исследовательский институт металлорежущих станков (ЭНИМС)

НАРУЖНОЕ шлифование деталей типа колец обычно осуществляется на бесцентровых круглошлифовальных станках. На этих станках при шлифовании на проход можно вести работу непрерывным потоком, без механического крепления обрабатываемых заготовок, что облегчает автоматизацию подачи этих станков.

Одной из особенностей бесцентрового шлифования является отсутствие жесткой кинематической связи между заготовками и кругами, а также фрикционный привод вращения и подачи заготовок. Поэтому на работу станка большое влияние оказывает не только правильный выбор основных параметров настройки самого станка, но и подача заготовок в рабочее пространство станка и создание плотного потока их в зоне шлифования. При слишком малой плотности потока и отсутствии осевого давления (подпора) заготовок не обеспечивается равномерность вращения, в результате чего на шлифованной поверхности образуются полосы. Слишком большой подпор ухудшает геометрическую форму обрабатываемых деталей.

Анализ имеющихся подающих приспособлений показывает, что требованиям бесцентрового шлифования деталей типа колец, дисков и стержней лучше всего отвечают двухвалковые загрузочные приспособления. В них заготовки не только перемещаются в осевом направлении, но имеют и вращательное движение, что уменьшает относительную скорость скольжения между заготовкой и кругами в момент входа в зону шлифования. В результате этого исключаются прижоги деталей и ухудшение их геометрической формы (лыски, полосы и т. д.). Кроме того, при использовании валковых подающих приспособлений можно создать необходимый подпор заготовок, что обеспечивает им более устойчивое положение в рабочей зоне.

Имеется три вида валковых приспособлений: с двумя цилиндрическими валками, с сочетанием цилиндрического вала с коническим и с двумя коническими валками. Такое разнообразие однотипных приспособлений и отсутствие материалов по их исследованию создают большие трудности перед конструкторами при проектировании, перед технологами при выборе того или иного вида приспособления для данного конкретного случая, а перед наладчиками при наладке. Для регулировки и

наладки валков обычно требуется непроизводительная потеря времени, особенно при чистовом шлифовании.

В ЭНИМСе были проведены теоретические и экспериментальные исследования всех видов валковых приспособлений, результаты которых показаны в данной статье.

Геометрическая форма ведущего вала. В настоящее время на практике применяются две формы ведущего вала: цилиндрическая и коническая. Для качественной оценки каждой из них рассмотрим работу валкового приспособления.

Принцип работы всех видов валковых приспособлений один и тот же; он заключается в том, что для транспортирования заготовок в направлении подачи (рис. 1) вспомогательный ва-

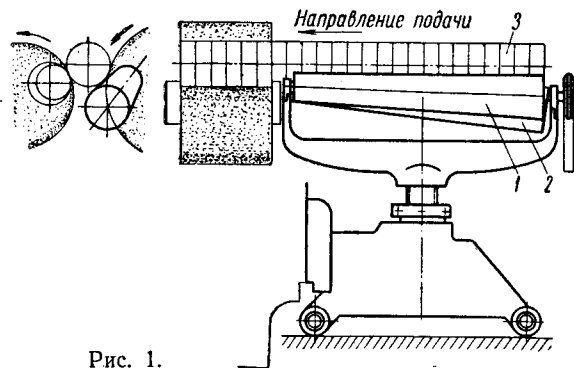


Рис. 1.

лок 1 устанавливается так, чтобы его ось была параллельна заданному направлению, а ведущий валок 2 — под некоторым углом к нему. Оба вала вращаются в одну сторону. Заготовка 3 фрикционным путем получает вращение и перемещение вдоль своей оси от составляющих окружной скорости ведущего вала. При этом заготовка соприкасается с вспомога-

тельным валком по всей длине прямолинейной образующей, а с ведущим валком — в одной точке. Вследствие точечного контакта с ведущим валком заготовка имеет неустойчивое положение и колеблется относительно этой точки. Амплитуда колебания увеличивается с увеличением длины заготовки, что ограничивает диапазон длин заготовок, для загрузки которых можно применять существующие валковые приспособления.

Колебания заготовок на валках можно исключить или свести до минимума, если обеспечить контакт не в одной точке, а по некоторой пространственной кривой. Для этого поверхность вала должна представлять собой огибающую семейства цилиндрических поверхностей с одним параметром. Параметром в данном случае является текущий угол поворота цилиндра (заготовки) вокруг оси вращения вала.

Криволинейная образующая вала определяется следующими уравнениями в параметрической форме:

$$\left. \begin{aligned} x' &= x \cos \alpha - y \sin \alpha - (R_d + R_0) \sin \alpha \cos \gamma; \\ y' &= \pm \sqrt{[x \sin \alpha + y \cos \alpha + (R_d + R_0) \cos \alpha \cos \gamma]^2 +} \\ &\quad \sqrt{[z + (R_d + R_0) \sin \gamma]^2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где α — угол наклона оси вала к оси заготовки;

R_d — радиус детали;

R_0 — исходный радиус вала;

γ — угол между плоскостью, определяющей исходный угол контакта, и плоскостью разворота вала;

x, y, z — параметры.

Значениями x задаемся, соответствующие значения y и z определяются из следующих соотношений:

$$y = - \frac{R_d [x \operatorname{tg} \alpha + (R_d + R_0) \cos \gamma]}{\sqrt{[x \operatorname{tg} \alpha + (R_d + R_0) \cos \gamma]^2 + (R_d + R_0)^2 \sin^2 \gamma}}; \quad (2)$$

$$z = - \frac{R_d (R_d + R_0) \sin \gamma}{\sqrt{x \operatorname{tg} \alpha + [(R_d + R_0) \cos \gamma]^2 + (R_d + R_0)^2 \sin^2 \gamma}}. \quad (3)$$

Произведен числовой расчет и получена форма ведущего вала для общего случая разворота его в некоторой косой плоскости.

Расчет приведен для следующих исходных данных:

$$R_d = 40 \text{ мм}; R_0 = 42,5 \text{ мм}; r_0 = 16 \text{ мм}; l = 1228 \text{ мм}; \alpha = 2^\circ 30'$$

(размеры R_0, r_0 и l относятся к приспособлению конструкции ЭНИМС).

Задаваясь рядом значений x , определяем соответствующие значения y и z по формулам (2) и (3), после чего по уравнению (1) находим значения y' .

Значения x' можно не определять, так как их отличие от соответствующих величин x небольшое и практического значения не имеет. Результаты расчетов приведены в таблице.

x	y	z	y'	x	y	z	y'
-100	-28,58	-27,99	$\pm 39,3$	-700	-19,25	-35,07	$\pm 23,3$
-200	-27,44	-29,12	$\pm 36,23$	-800	-17,03	-36,21	$\pm 21,31$
-300	-26,14	-30,26	$\pm 33,34$	-900	-14,58	-37,25	$\pm 19,61$
-400	-24,70	-31,47	$\pm 30,53$	-1000	-11,95	-38,18	$\pm 18,15$
-500	-23,08	-32,68	$\pm 27,93$	-1100	-9,13	-38,95	$\pm 17,0$
-600	-21,27	-33,89	$\pm 25,5$	-1200	-6,15	-39,52	$\pm 16,15$

Однако сказанное выше не значит, что для каждого конкретного диаметра заготовки следует изготавливать специальные валки. Геометрическая форма вала, соответствующая его теоретической форме, позволяет использовать его для достаточно широкого диапазона диаметров заготовок: 20—50 мм, 50—150 мм, 150 мм и выше. Расчет вала для каждого диапазона рекомендуется производить по меньшему диаметру. В пределах каждого диапазона будет некоторое отклонение геометрической формы вала от теоретической формы, однако вносимая ошибка незначительна по сравнению с ошибками, которые вводят при использовании конических и цилиндрических валков.

Как при цилиндрическом, так и коническом ведущих валках амплитуда колебания заготовки может быть равна нулю только в случае бесконечно большого диаметра заготовки. Наряду с этим ведущие круги бесцентровошлифовальных станков,

правящиеся на однополостный гиперболоид вращения, могут обеспечить непрерывный контакт с заготовкой только в случае, когда диаметр заготовки равен нулю. Так как диаметр заготовки всегда ближе к нулю, чем к бесконечно большой величине, целесообразно применять гиперболоидные валки. Гиперболоидный валок с точки зрения его геометрической формы занимает некоторое промежуточное положение между теоретическим и распространенным цилиндрическим и коническим валками. Последние рекомендуется применять лишь в тех случаях, когда не требуется особо высокой точности шлифования.

Скорость подачи заготовок. При определении скорости подачи заготовок, движущихся непрерывным потоком, следует различать два случая.

1. Поток свободный, т. е. заготовки, находящиеся в рабочей зоне станка, не испытывают осевого давления со стороны заготовок, расположенных на валках. При этом заготовки подводятся валками на направляющий нож, а далее увлекаются ведущим кругом; скорость подачи на валках равна скорости подачи ведущим кругом и определяется режимами шлифования. Скорость подачи заготовок связана с параметрами конических валков следующей зависимостью:

$$v = \eta \frac{\pi n}{60} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha - \operatorname{tg}^2 \beta} (D_0 - l \operatorname{tg} \beta), \quad (4)$$

где η — коэффициент проскальзывания;

n — число оборотов валков в минуту;

α — угол наклона оси ведущего вала к оси заготовки;

β — угол конуса вала;

D_0 — наибольший диаметр ведущего вала в мм;

l — длина валков в мм.

Из формулы (4) видно, что угол наклона оси ведущего вала к оси заготовки всегда должен быть больше угла конуса вала ($\alpha > \beta$). Рекомендуется угол наклона α брать в пределах $1,5$ — $2,5^\circ$. Значение коэффициента проскальзывания колеблется в пределах $0,7$ — $0,8$. С помощью формулы (4) для данной конкретной скорости подачи заготовок, определяемой режимами шлифования, можно установить необходимое число оборотов n .

Формулу для определения скорости подачи заготовок на цилиндрических валках получим, приняв в выражении (4) $\beta = 0$:

$$v_n = \eta \frac{\pi D \cdot n \operatorname{tg} \alpha}{60}, \quad (5)$$

где D — диаметр цилиндрического вала;

2. Поток несвободный, т. е. заготовки, находящиеся в рабочей зоне станка, испытывают осевое давление (подпор) со стороны заготовок, расположенных на валках. Осевое давление необходимо для того, чтобы предотвратить образование зазоров между заготовками в зоне шлифования, и тем самым обеспечить им надежную устойчивость, исключив возможные поперечные колебания, что особенно важно при чистовом шлифовании.

Скорость подачи на валках должна превышать скорость подачи ведущим кругом станка, чтобы компенсировать потерю скорости от осевого сопротивления со стороны заготовок, находящихся в зоне шлифования.

В этом случае необходимую скорость подачи можно вычислить по следующей формуле:

$$v_c = \frac{v}{1 - \frac{P_{oc}}{P_{max}}}, \quad (6)$$

где v_c — скорость подачи заготовок на валках при наличии осевого сопротивления;

P_{oc} — осевое сопротивление, необходимое для устранения зазоров между заготовками в рабочей зоне;

P_{max} — максимальное осевое усилие, создающееся валками (подпор).

С учетом формулы (4) число оборотов конических валков определится следующим образом:

$$n = \frac{60v}{\eta \pi \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha - \operatorname{tg}^2 \beta} (D_0 - l \operatorname{tg} \beta) \left(1 - \frac{P_{oc}}{P_{max}}\right)}. \quad (7)$$

С учетом выражения (5) необходимое число оборотов цилиндрических валков

$$n = \frac{60v}{\pi D \operatorname{tg} \alpha \left(1 - \frac{P_{oc}}{P_{max}}\right)} \quad (8)$$

Таким образом, зная в каждом конкретном случае величину осевого сопротивления, можно установить число оборотов валков, необходимое для получения плотного столба заготовок в рабочей зоне станка.

Подпор. Для создания непрерывного потока в зоне шлифования необходим подпор со стороны входа заготовок в зону обработки, т. е. некоторое осевое усилие со стороны столба заготовок, находящихся в потоке вне станка, которое исключало бы разрывы между заготовками в рабочей зоне.

Максимальное значение осевого усилия, которое создается коническими валками, может быть определено по следующей формуле¹:

$$P_{max} = \frac{f'Gi \cos \varphi'_0}{\sin \left(\varphi_0 + \varphi'_0 - \frac{\theta}{2} \right)} \quad (9)$$

где f' — приведенный коэффициент трения скольжения;

G — вес заготовки;

i — количество заготовок на валках;

φ_0 — главный угол контакта с заготовкой;

φ'_0 — вспомогательный угол контакта с заготовкой;

θ — диапазон изменения главного угла контакта по длине валка.

На рис. 2 показано расположение заготовки и валков в проекции на плоскость, перпендикулярную к направлению подачи.

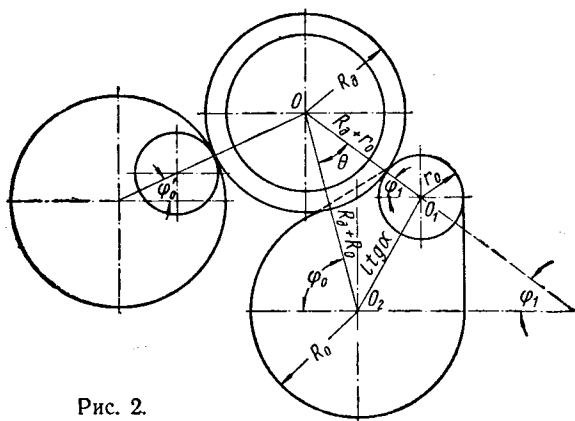


Рис. 2.

Значение угла находим по формуле

$$\theta = \arccos \times \left[1 - \frac{2(\operatorname{tg}^2 \alpha - \operatorname{tg}^2 \beta) l^2}{(D_d + D_0)(D_d + D_0 - 2l \operatorname{tg} \beta)} \right] \quad (10)$$

где D_d — диаметр детали.

Максимальное значение осевого усилия для цилиндрических валков определяем по формуле

$$P_{a \max} = \frac{f'Gi \cos \varphi'_0}{\sin \left(\varphi_0 + \varphi'_0 - \frac{\theta_a}{2} \right)} \quad (11)$$

Значение угла θ_a вычисляем по формуле

$$\theta_a = \arccos \left[1 - \frac{2l^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}{(D_d + D)^2} \right] \quad (12)$$

Подпор на цилиндрических валках несколько больше, чем на конических. Кроме того, из приведенных формул видно, что подпор растет пропорционально увеличению числа заготовок i и их веса G . Этим объясняется то, что при подаче валками

заготовок больших размеров наблюдается более устойчивая работа и меньший разброс их размеров.

Чтобы экспериментально проверить приведенные формулы, был спроектирован и изготовлен прибор (рис. 3), с помощью которого измерялся подпор.

Прибор состоит из корпуса 1 и пластины 3 с пружиной 4. На корпусе закреплена державка для индикатора 2. Измеряемое усилие воспринимается пластинчатой пружиной 4; величина

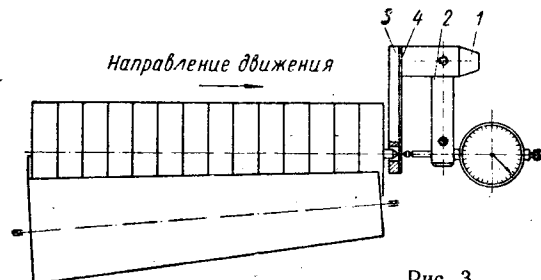


Рис. 3.

прогиба этой пружины определяется по отклонению стрелки индикатора. Усилие на пружину передается посредством специального кольца.

Кольцо устанавливалось перед потоком, движение которого тормозилось прибором до полной остановки; при этом измерялось максимальное значение подпора.

На рис. 4, а, б, в показаны некоторые зависимости:

$$P_a = f(i); \quad P_a = f(\varphi'_0); \quad P = f(\varphi'_0).$$

На рис. 4, б и в показана зависимость величины подпора от вспомогательного угла контакта φ'_0 для цилиндрических

$P_a = f(\varphi'_0)$ и для конических $P = f(\varphi'_0)$ при $\alpha = 2^\circ$, $n = 200$. Сплошные линии соответствуют теоретическим значениям подпора, штриховые — экспериментальным. Зависимость эта до-

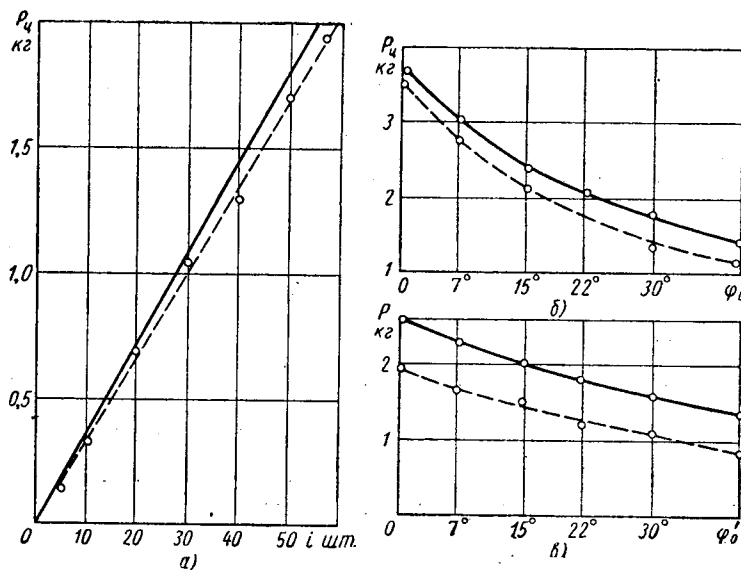


Рис. 4.

вольно устойчива. Как видно из графиков, с увеличением угла φ_0 подпор уменьшается. Максимальное значение подпора независимо от величины угла φ_0 получается при $\varphi'_0 = 0$. Получить определенную закономерность зависимости величины подпора от угла контакта φ_0 не удалось. Это объясняется тем, что характер проскальзываний при различных комбинациях углов контакта различен. Так, например, на конических валках в диапазоне $60-75^\circ$ с увеличением угла φ_0 подпор уменьшается, хотя характер этого уменьшения при различных углах φ_0 различен. На цилиндрических валках с увеличением угла φ_0 до определенного значения угла $\varphi'_0 \approx 20^\circ$ подпор падает, а затем возрастает.

¹ Здесь и в дальнейшем приводятся упрощенные, рекомендуемые для практических целей формулы. Вывод формул не дается.

При малых значениях вспомогательного угла контакта φ'_0 на некотором участке валков наблюдается ускоренное движение заготовок, вследствие чего в случае свободного потока, а также малых внешних осевых сопротивлений не обеспечивается непрерывность потока. Кроме того, при значениях вспомогательного угла контакта, близких к нулевому, ухудшается устойчивость заготовок на валках. Исходя из этого, вспомогательный угол контакта φ'_0 не рекомендуется брать меньше $22-25^\circ$ во избежание разрывов в потоке и выскакивания заготовки в поперечном направлении. Диапазон угла φ'_0 может колебаться в пределах $25-45^\circ$. Большие значения этого угла брать не рекомендуется, так как это сильно снижает величину подпора. Диапазон изменения главного угла контакта может колебаться в пределах $75-50^\circ$. Для необработанных заготовок перепад углов φ_0 и φ'_0 может быть меньшим, чем для обработанных. Во всех случаях необходимо, чтобы центральный угол определялся из условия

$$\pi - (\varphi_0 + \varphi'_0) \leq 140 \div 150^\circ,$$

так как большие значения этого угла могут привести к заклиниванию заготовок между валками вследствие упругих деформаций валков на распор.

До сих пор мы рассматривали сочетания из двух конических и двух цилиндрических валков. Что касается сочетания из конического валка с цилиндрическим, то оно никаких преимуществ не имеет, кроме простоты изготовления и установки цилиндрического валка. Однако вследствие различных линейных скоростей в точках контактов заготовки с обоими валками увеличивается окружное проскальзывание, т. е. уменьшается величина подпора. Для удовлетворительной работы приспособления с сочетанием конического валка с цилиндрическим диаметром последнего нужно брать меньше наименьшего диаметра конического валка (при одинаковых угловых скоростях валков).

Эксперименты, проведенные с такими приспособлениями, показали, что в той части валков, где линейная скорость вращения цилиндрического валка больше, чем скорость конического валка, подпор значительно меньше. Так, например, при диаметре цилиндрического валка, равном среднему диаметру конического, подпор на второй половине валков составлял примерно 25% от общей величины подпора.

Увеличение подпора (при больших осевых сопротивлениях) может быть достигнуто за счет наклона вспомогательного валка. Этим самым создается точечный контакт между заготовкой и вспомогательным валком, что ведет к уменьшению скорости проскальзывания в плоскости заготовки, т. е. к увеличению силы трения в направлении движения заготовки. Угол наклона вспомогательного валка для цилиндрических валков и угол конуса для конических валков следует брать не более $0^\circ 30'$. Наклон валка под углом, большим, чем указано, не приводит к дальнейшему увеличению подпора. Экспериментально установлено, что при большем угле наклона вспомогательного валка, а также при малых осевых сопротивлениях на некоторых участках появляются разрывы. Поэтому, если поток свободный и осевые сопротивления малые, вспомогательный валок наклонять не следует.

Подпор можно также увеличить и со стороны выхода заготовок из станка за счет трения выходящих заготовок о неподвижные направляющие.

В случае обработки относительно тяжелых заготовок иногда возникают большие осевые усилия, которые, кроме пользы (создание плотного столба в зоне шлифования), могут обусловить проскальзывание всего столба вдоль шлифовальных кругов станка. При этом подпор можно уменьшить за счет использования не всей длины валков, а также уменьшения скорости вращения вспомогательного валка вплоть до его остановки.

Установка валков. При заданных углах α , φ_0 , φ'_0 валки необходимо устанавливать так, чтобы центры двух заготовок 1 и 2 (рис. 5), находящихся в крайних положениях, располагались на оси x . Такая установка валков обеспечивает наименьшее смещение центра заготовки с оси x .

Валки можно устанавливать с достаточной точностью с помощью графического построения, не прибегая к расчетам.

Для этого необходимо начертить взаимное положение заготовки и валков (правая проекция на схеме рис. 5) и опреде-

лить необходимые размеры A , A' , A_1 , A'_1 непосредственным измерением на чертеже. Размер B определяется по формуле $B = l \operatorname{tg} \alpha$,

где l — длина валка;

α — угол наклона оси валка к оси заготовки.

Размеры C_1 и C_2 можно использовать как контрольные.

Привод приспособления. Качество валкового приспособления в значительной степени зависит от конструкции привода, который должен обеспечить регулирование чисел оборотов валков в достаточно широких пределах. Для этой цели обычно применяются редукторы со сменными шестернями, что неудобно, так как наличие двух-трех различных скоростей не удовлетворяет требованиям практики, а для смены шестерен необходимо много времени.

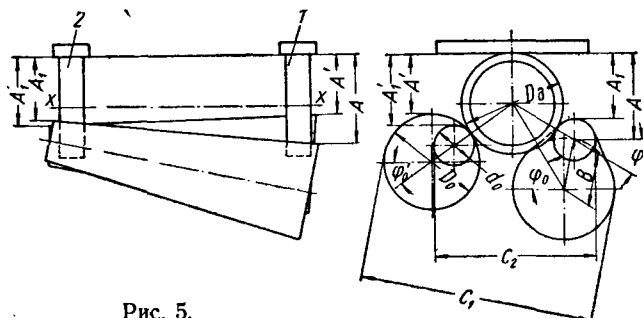


Рис. 5.

В валковом приспособлении конструкции ЭНИМС (рис. 6) применен и испытан привод серии ПМС с асинхронной муфтой скольжения и центробежным регулятором скорости. Этот привод очень удобен, так как допускает бесступенчатое регулирование скорости в диапазоне 1:8.

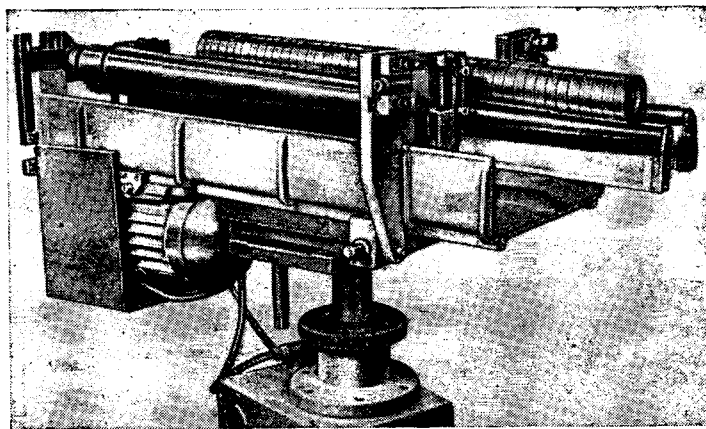


Рис. 6.

Привод состоит из трехфазного асинхронного короткозамкнутого двигателя, асинхронной муфты скольжения, центробежного регулятора скорости и источника питания муфты, трансформатора типа ТПБ-50 380/36в или 220/36в и селенового выпрямителя типа АВС60-38 или АВС60-41.

Асинхронная муфта скольжения (рис. 7) включает в себя ведущий массивный якорь 1, жестко связанный с валом приводного электродвигателя 2, и ведомую магнитную систему, состоящую из двух половинок 3 и 4, между которыми находится катушка 5. Питание катушки постоянным током осуществляется через скользящий контакт, состоящий из щетки 6 и токоведущего кольца 7. Другой конец катушки соединен с корпусом муфты. При наличии тока возбуждения в катушке появляется магнитный поток Φ , замыкающийся по пути, показанному на рисунке штриховой линией. В связи с наличием в магнитной системе муфты зубцов и впадин во вращающемся якоре 1 возникает э.д.с., которая вызывает появление в нем вихревых токов. Взаимодействие вихревых токов с потоком магнитной системы муфты приводит к возникновению крутящего момента. При синхронной скорости обеих частей муфты относительная скорость равна нулю, следовательно, э.д.с. в

якоре не возникнет и ток якоря будет равен нулю, т. е. крутящий момент не будет передаваться. Таким образом, основным условием появления крутящего момента является наличие

системы нарастает центробежная сила балансира регулятора (рис. 9), соединенного при помощи клиноременной передачи 6 (рис. 8) с выходным валом муфты.

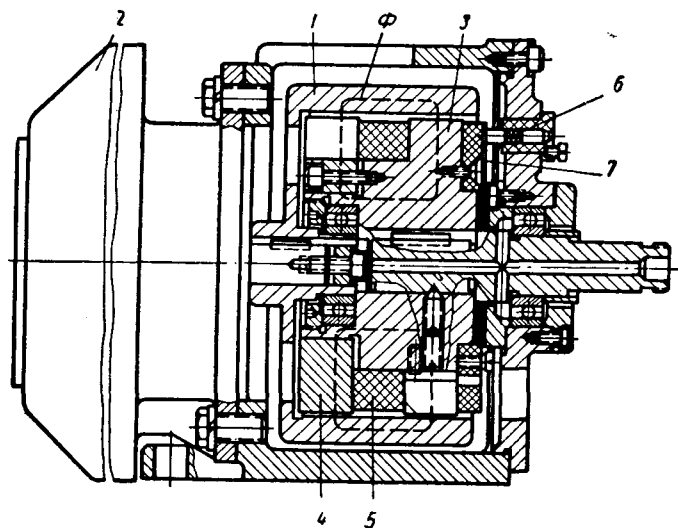


Рис. 7.

скольжения. Скольжение муфты зависит от тока возбуждения и передаваемого крутящего момента. Следовательно, на выходном валу муфты при постоянном моменте можно получить плавное регулирование скорости при изменении тока возбуждения.

Для достаточной жесткости механических характеристик привода применяется центробежный регулятор скорости.

На рис. 8 приведена электрическая схема, поясняющая принцип работы привода. При включении схемы в сеть начинает вращаться короткозамкнутый асинхронный двигатель 1 вместе с якорем муфты 2, жестко соединенным с его валом. В начальный момент контакты регулятора 3 замкнуты и магнитная система муфты, получая питание постоянным током (через трансформатор 4 и селеновый выпрямитель 5), начинает вращаться. По мере увеличения скорости вращения магнитной

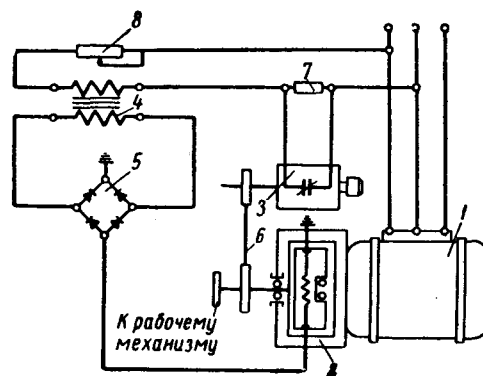


Рис. 8.

Когда составляющая центробежной силы балансира 1 (рис. 9) станет больше упругой силы пружины 2, контакты 3 регулятора размыкаются, резко снижая ток возбуждения муфты, так как в первичную обмотку трансформатора введено высокоомное сопротивление 7 (рис. 8). Скорость магнитной системы муфты начинает уменьшаться, что приводит к уменьшению центробежной силы и в связи с этим — к повторному замыканию контактов регулятора, скорость вновь начинает увеличиваться и т. д. Частота замыканий и размыканий контактов регулятора колеблется в пределах 10—50 циклов в секунду, что практически обеспечивает отсутствие колебаний скорости. Для получения требуемой величины тока возбуждения в схеме предусмотрено регулируемое сопротивление 8.

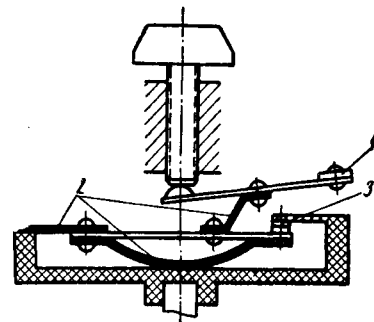


Рис. 9.

Конденсаторная сварка остовов двухместных сидений автобуса ПАЗ-651

М. М. НОВОКРЕЩЕНОВ, Л. И. ПОДВОЛЬСКИЙ

НИИТАвтопром

ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ и автобусов производится большое количество остовов сидений трубчатой конструкции с применением ручной дуговой и газовой сварки, а также пайки.

Например, остова двухместного сиденья автобуса ПАЗ-651 состоит из труб диаметром 25 мм, толщина стенок которых 1,5 мм. В остове имеется шесть соединений труб под углом 90° и два соединения в стык; общая длина сварных швов, выполняемых вручную, 0,7 м.

В НИИТАвтопроме разработан новый процесс сварки остовов двухместных сидений автобуса ПАЗ-651 и сконструированы две конденсаторные машины, позволяющие при изготовлении остовов сидений максимально сократить ручную работу¹.

Лабораторные и эксплуатационные испытания опытных остовов сидений, сваренных в НИИТАавтопроме на конденсаторной машине, показали высокую прочность сварных соединений. Разрушение во всех случаях происходит с вырывом металла трубы. Металлографическое исследование показало, что ширина зоны термического влияния не более 0,5 мм, а структура ее: феррит — перлит и небольшие локализованные участки троостомартенсита (рис. 1).

На рис. 2 дана макроструктура сварного соединения. Многочисленные испытания показали, что участки троостомартенсита не снижают прочности сварных соединений.

Прочность сварного соединения зависит не только от режима

сварки, но и от качества подготовки концов труб под сварку (прилегания труб по контуру). Правильная подготовка труб под сварку достигается с помощью специальных штампов, разработанных НИИТАавтопромом.

Процесс изготовления остова двухместного сиденья следующий. Трубы мерной длины отрезаются на трубобрезном станке. На трубогнбочном станке из труб гнутся основание остова и основание спинки. После гибки первого колена основания остова создается плоскость, по которой производится рубка одного конца трубы под сварку за один ход пресса. Затем производится развальцовка в штампе торца трубы под сварку и дальнейшая гибка основания остова. После этого на трубу надевается амортизатор. Рубка под сварку двух концов распорной трубы производится одновременно за один ход пресса на втором вырубном штампе. Конструкция штампа такова, что заготовки распорной трубы должны иметь минусовый допуск до 0,5 мм на сторону. В случае плюсового допуска труба будет сминаться и потребуются дополнительная операция правки после рубки.

Затем производится развальцовка распорных труб под сварку. Из заготовительного отделения детали поступают на участок сборки-сварки.

Сварка соединения амортизатора с основанием остова производится на первой конденсаторной машине. На второй конденсаторной машине свариваются поочередно четыре стыка соединения распорных труб с основанием остова.

¹ Новокрещенов М. М., Подвольский Л. И., «Автомобильная промышленность» № 7, 1960.

Потом последовательно свариваются два стыка соединения основания спинки с ранее сваренной частью остова на серийной стыковой машине АСИФ-50.

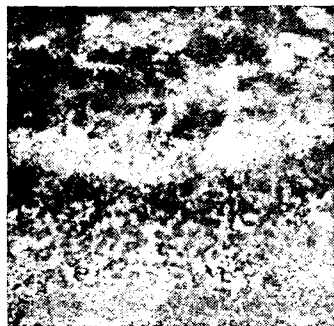


Рис. 1. Микроструктура сварного соединения.

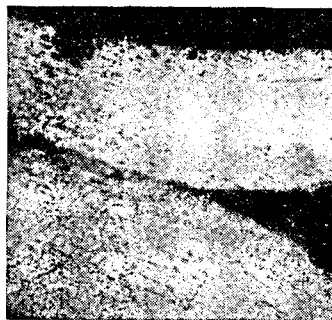


Рис. 2. Макроструктура сварного соединения.

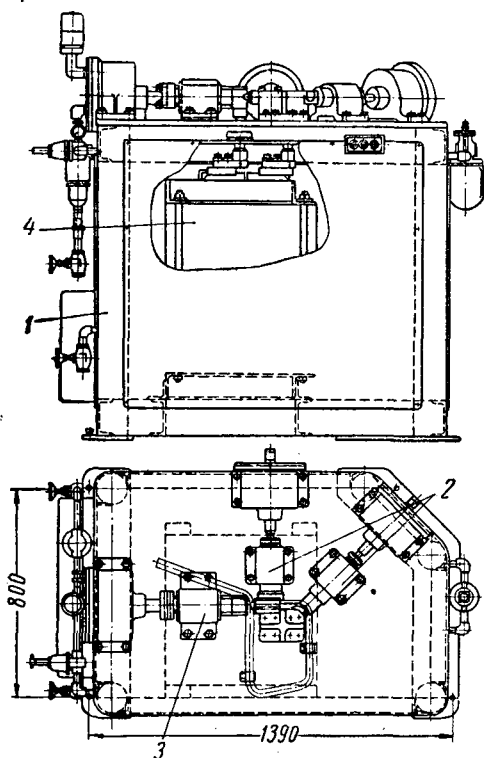


Рис. 3. Общий вид конденсаторной машины для сварки соединения основания остова.

После зачистки стыков, сваренных на стыковой машине АСИФ-50, остов поступает на общую сборку. Зачистки стыков, сваренных на конденсаторных машинах, не требуется. Общее время сварки одного остова 1,8 мин. При выпуске до 200 остовов в смену все три машины обслуживаются одним рабочим.

Конденсаторная машина состоит из следующих основных узлов: станины 1, механизмов зажима 2 и осадки 3, сварочного трансформатора 4, батареи конденсаторов, пневмоаппаратуры и электрооборудования. Общий вид машины для сварки основания остова показан на рис. 3.

Основание остова устанавливается в механизм зажима и после этого зажимается с помощью двух пневмоцилиндров, из которых один установлен перпендикулярно оси машины, второй — под углом 45°.

После того как деталь зажата, включают механизм осадки, труба амортизатора прижимается к основанию сиденья. Когда усилие осадки достигает заданной величины, реле давления подает команду на включение сварочного тока. Батарея конденсаторов разряжается на первичную обмотку сварочного трансформатора. После сварки механизмы осадки и зажима

автоматически отключаются, штоки цилиндров отходят в исходное положение, сваренное основание освобождается и вынимается из машины.

Машина для сварки распорных труб с основаниями состоит из тех же основных узлов (рис. 4), что и первая машина (см. рис. 3). Отличие в том, что на верхней плите станины установлены два механизма зажима и два механизма осадки. В них последовательно свариваются два соединения одной из распорных труб с двумя основаниями.

Пневмоцилиндры механизмов зажима установлены внутри станины. Усилие зажима с помощью системы рычагов передается на свариваемые детали.

Рабочий цикл машины следующий. Распорную трубу устанавливают в механизм зажима, где она ориентируется и зажимается сразу двумя механизмами зажима — левым и правым. После этого по фиксатору устанавливают левое основание сиденья, включают левый механизм осадки, при достижении заданной величины осадки срабатывает реле давления, и батарея конденсаторов разряжается на сварочный трансформатор. Детали свариваются, механизмы осадки и оба механизма зажима отходят в исходное положение, деталь освобождается.

Распорная труба вместе с приваренным к ней основанием перемещается влево (основание помещается во второе гнездо фиксатора), включаются механизмы зажима, распорная труба зажимается. По фиксатору устанавливают второе основание, включают правый механизм осадки. Так же, как и ранее, происходит сварка правого стыка. После сварки оба механизма зажима и правый механизм осадки отключаются и отходят в исходное положение. Сваренную деталь освобождают и вынимают. В механизм зажима устанавливают вторую распорную трубу и зажимают механизмами зажима. Основание с приваренной к нему первой распорной трубой устанавливают по фиксатору, и в той же последовательности производится сварка двух оставшихся соединений.

Обе сварочные конденсаторные машины питаются от одной конденсаторной батареи емкостью 900 мкф, находящейся в отдельном шкафу. Электрической схемой предусмотрена блокировка, исключающая возможность одновременного разряда конденсаторов на оба сварочных трансформатора.

Замена существующего способа изготовления осто-

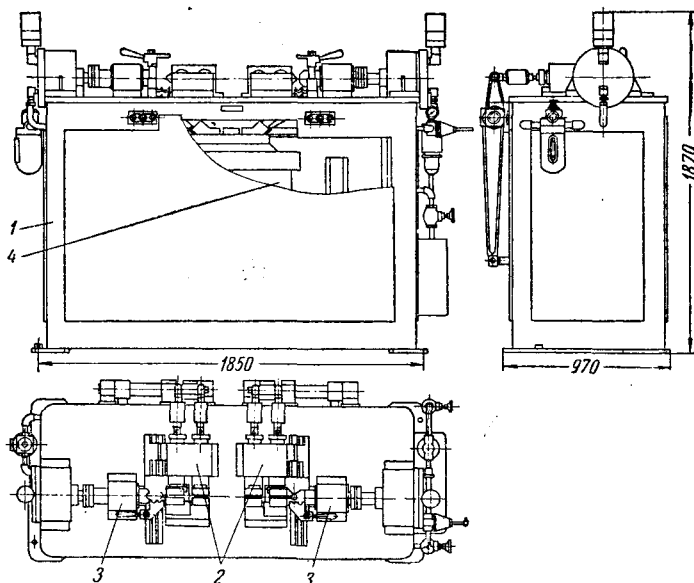


Рис. 4. Общий вид конденсаторной машины для сварки соединений основания остова с распорными трубами.

вов сидений автобуса (ПАЗ-651) конденсаторной сваркой позволяет получить экономию около 2,5 руб. по каждому остову. Это достигается за счет снижения трудоемкости сборки и сварки, устранения расхода электродов и припоя, а также уменьшения расхода металла, связанного с упрощением конструкции остова, предназначенной для конденсаторной сварки.

Механизация сварки кожухов полуосей автомобиля ЗИЛ-157

Б. Л. ТИЛЬ, В. П. СУСЛОВ

Московский автозавод имени Лихачева

СВАРКА кожухов полуосей автомобиля ЗИЛ-157 ранее производилась на двух отдельных машинах, одна из которых оборудована сварочной головкой типа АДС-1000. Изделие (трех типоразмеров), состоящее из трубы с фланцем 1 и рычагов 2 (рис. 1), собирали вручную на специальном столе,

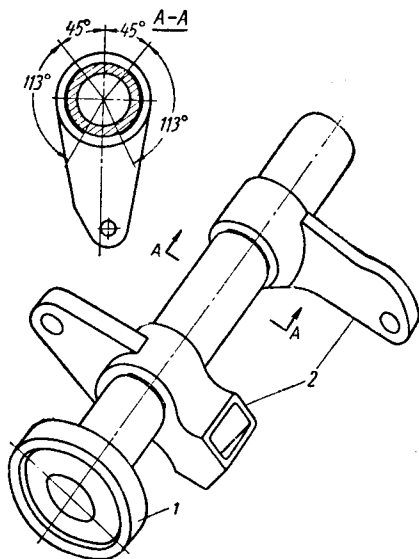


Рис. 1.

укладывали в приспособление, в котором осуществлялась прихватка деталей ручной дуговой сваркой. Затем рабочий вынимал собранный кожух весом около 50 кг и укладывал на стол

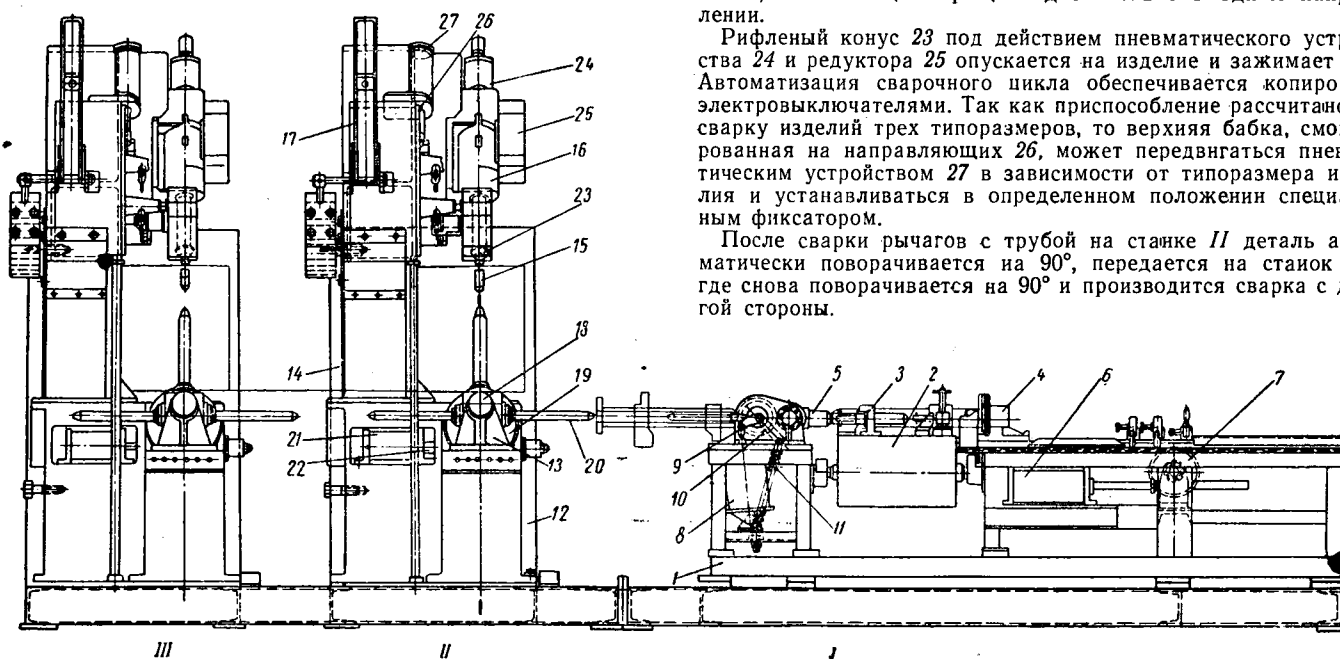


Рис. 2.

Машина состоит из приспособления для сборки и прихватки 1 и двух сварочных станков II и III, связанных общей рамой (рис. 2).

Приспособление для сборки и прихватки изделий 1 представляет собой сварную подставку 1, на которой смонтирован поворотный барабан 2 с тремя установочными приспособлениями 3, обеспечивающими сборку изделий трех типоразмеров. На этой же подставке имеется запрессовывающий ползун 4 и поворотная скалка 5. Детали, подлежащие сборке, укладывают в гнезда и фиксируют штырями, после чего производится запрессовка основной трубчатой детали и прихватка дуговой электросваркой вручную. Дальнейшие операции по передаче детали на сварочные станки II и III и процесс сварки полностью автоматизирован. Ползун 4 приводится в движение пневматическим устройством 6 и зубчатой передачей 7.

Передача собранного изделия на следующую сварочную позицию происходит с помощью пневматического устройства 8 и редуктора 9, которые поворачивают скалку с изделием на 180°.

Чтобы избежать удара изделия при повороте, на вал редуктора надета серьга 10, к которой прикреплена пружина 11. В начальный момент пружина помогает поворачивать изделие, а затем противодействует резкому повороту, воспринимая силы инерции скалки и изделия. Для этой же цели пневматическое устройство снабжено дросселирующим устройством, а серьга 10 поставлена так, что вращающий момент при повороте уменьшается до нуля. Сварочные станки II и III состоят из литой подставки 12, на которой смонтировано поворотное устройство 13. К верхней части подставки прикреплена станина 14 со сварочными головками 15 типа АДС-1000 и пневматическим зажимом 16, а также откидной кронштейн 17 с противовесом и кассетой для проволоки, подаваемой к месту сварки.

Поворотное устройство сварочных станков II и III имеет вал 18, жестко скрепленный с поворотным диском 19 и четырьмя скалками 20. Вал приводится во вращение пневматическим устройством 21 с рейкой 22 и специальным храповым устройством, позволяющим вращать диск только в одном направлении.

Рифленый конус 23 под действием пневматического устройства 24 и редуктора 25 опускается на изделие и зажимает его. Автоматизация сварочного цикла обеспечивается копиром и электровыключателями. Так как приспособление рассчитано на сварку изделий трех типоразмеров, то верхняя бабка, смонтированная на направляющих 26, может передвигаться пневматическим устройством 27 в зависимости от типоразмера изделия и устанавливаться в определенном положении специальным фиксатором.

После сварки рычагов с трубой на станке II деталь автоматически поворачивается на 90°, передается на станок III, где снова поворачивается на 90° и производится сварка с другой стороны.

сварочной машины, где производил сварку кожуха сначала с одной стороны и затем после поворота вручную с другой стороны.

Для механизации сварки этих деталей на автозаводе имени Лихачева была сконструирована и внедрена в производство трехпозиционная сварочная машина

Сварка выполняется одновременно двумя сварочными головками с применением электронной проволоки марки СВ08А (ГОСТ 2246-58) диаметром 5 мм.

Внедрение описанной машины позволило значительно облегчить труд рабочего и увеличить производительность труда при сварке кожухов в 2 раза

Механизированное прокачивание гидротормозов автомобиля «Москвич» на сборочном конвейере

В. С. ПЕРЕКРЕСТОВ

Московский завод малолитражных автомобилей

КОЛЕСА автомобиля «Москвич» оборудованы тормозами с гидравлическим приводом (рис. 1), который состоит из питательного бачка 1, главного цилиндра 2, колесных цилиндров 3, трубопроводов 4, гибких шлангов 5, педали 6 и штока 7.

Передача усилия от педали к тормозным колодкам осуществляется тормозной жидкостью (50% касторового масла и 50% бутилового спирта). При этом вся система должна заполняться тормозной жидкостью с полным отсутствием воздуха.

Передние колесные цилиндры имеют форму стакана, удаление воздуха из надпоршневого пространства весьма затруднено.

В результате проведения ряда экспериментов удалось достигнуть полного удаления воздуха лишь с помощью прокачки жидкости тормозов, осуществляемой с пульсацией. До ввода описываемой установки это достигалось путем многократного нажатия на тормозную педаль. При этом воздух удалялся из тормозной системы только после многократных нажимов на педаль. Операция требовала приложения значительных усилий.

Из-за переутомления слесарей-сборщиков от тяжелой физической работы данная операция выполнялась иногда некачественно. Некоторые автомобили, сошедшие с главного конвейера, приходилось вторично прокачивать, так как педали тормоза не обладали требуемой «жесткостью». При наличии воздуха в системе гидравлический привод тормозов работает плохо.

Для механизации этой трудоемкой операции и резкого улучшения качества прокачивания на Московском заводе малолит-

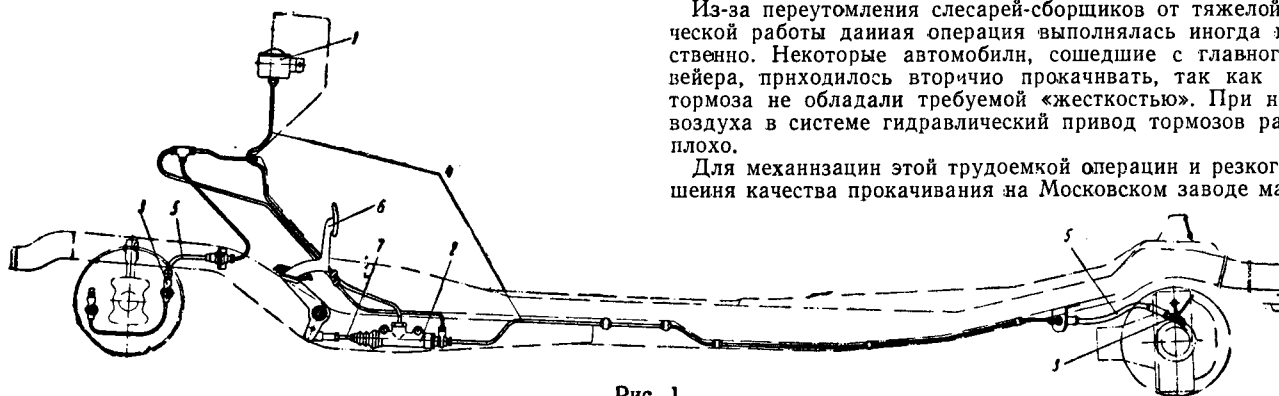


Рис. 1.

Гидропривод действует следующим образом: при нажатии на тормозную педаль 6 усилие через шток 7 передается на поршень главного цилиндра. Последний вытесняет жидкость из главного цилиндра через трубопроводы в колесные тормозные цилиндры. Поршни колесных цилиндров передают усилие

ражных автомобилей были спроектированы и изготовлены пневматическое приспособление (рис. 2) для перемещения педали и стэнд с вакуумным отсосом (рис. 3). Применение указанных приспособлений обеспечило качественное выполнение операции на главном сборочном конвейере и позволило заменить ручной труд механизированным, кроме того, дало возможность сэкономить значительное количество тормозной жидкости.

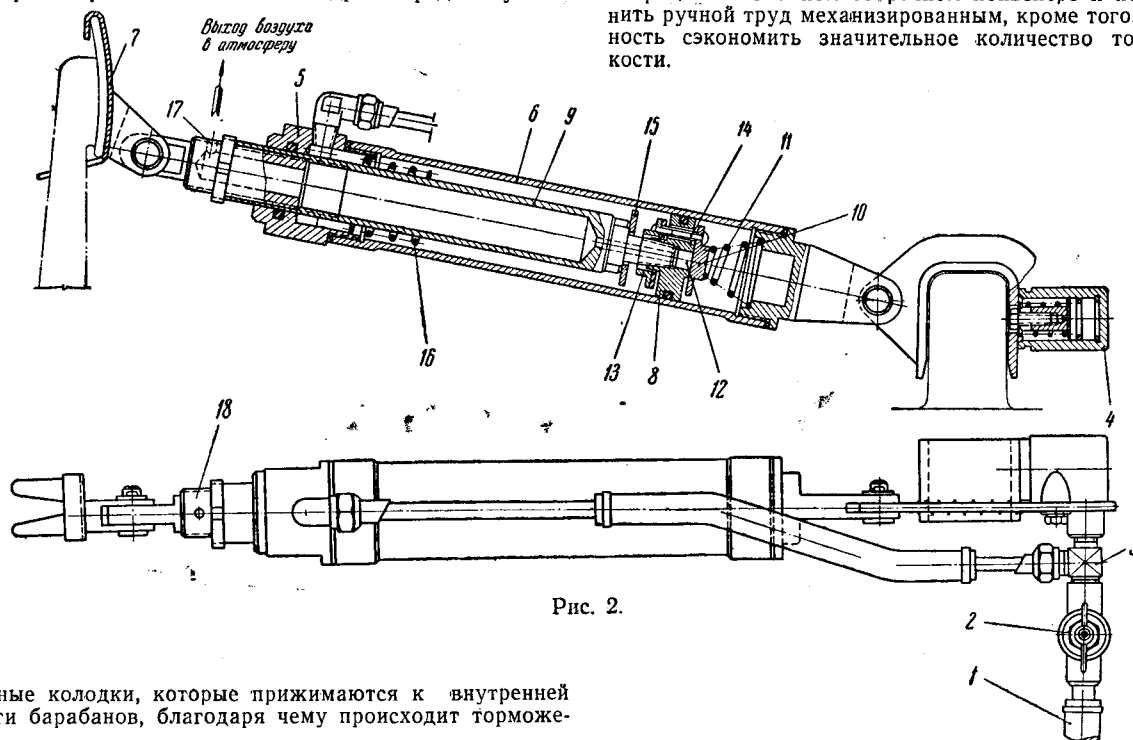


Рис. 2.

на тормозные колодки, которые прижимаются к внутренней поверхности барабанов, благодаря чему происходит торможение колес.

После прекращения нажатия на педаль, тормозные колодки под действием стяжных пружин возвращаются в исходное положение. Поршни колесных цилиндров вытесняют тормозную жидкость в магистраль.

Передние тормоза имеют по два колесных цилиндра и по одному общему клапану выпуска воздуха. Ввиду того что

Приспособление для перемещения педали, получившее название «механическая нога» с пневматическим приводом, прикрепляется к поперечине кузова при помощи кронштейна с прижимным цилиндром 4 (рис. 2), а другой конец соединяется с тормозной педалью шарнирным захватом 7.

Сжатый воздух из пневмосети по гибкому шлангу 1 через запорный кран 2 и распределительный тройник 3 поступает одновременно в прижимной цилиндр 4 и в переднюю крышку 5 рабочего цилиндра 6.

Под воздействием сжатого воздуха перемещаются поршень 8 и шток 9, а следовательно, и педаль, связанная со штоком. В конце хода штока золотник 10 соприкасается с витком пружины 11 и, получив осевое перемещение, закрывает центральное отверстие 12 в поршне, одновременно продвигая клапан 13. Сжатый воздух из передней полости рабочего цилиндра проходит через зазоры между отверстиями в поршне и деталями 14 в заднюю полость рабочего цилиндра. Вследствие разности диаметров

На корпусе установки предусмотрены наливная горловина 1, манометр 2, фильтр 3, редукционный клапан 4, насос 5 и штуцеры 6 для подсоединения шлангов.

Тормозная жидкость нагнетается в систему гидропривода автомобиля насосом под давлением 1 кг/см^2 .

Жидкость проходит через фильтрующий элемент 7 и затем по шлангу поступает к приспособлению типа струбцины 8, которое устанавливается на питательный бачок гидропривода.

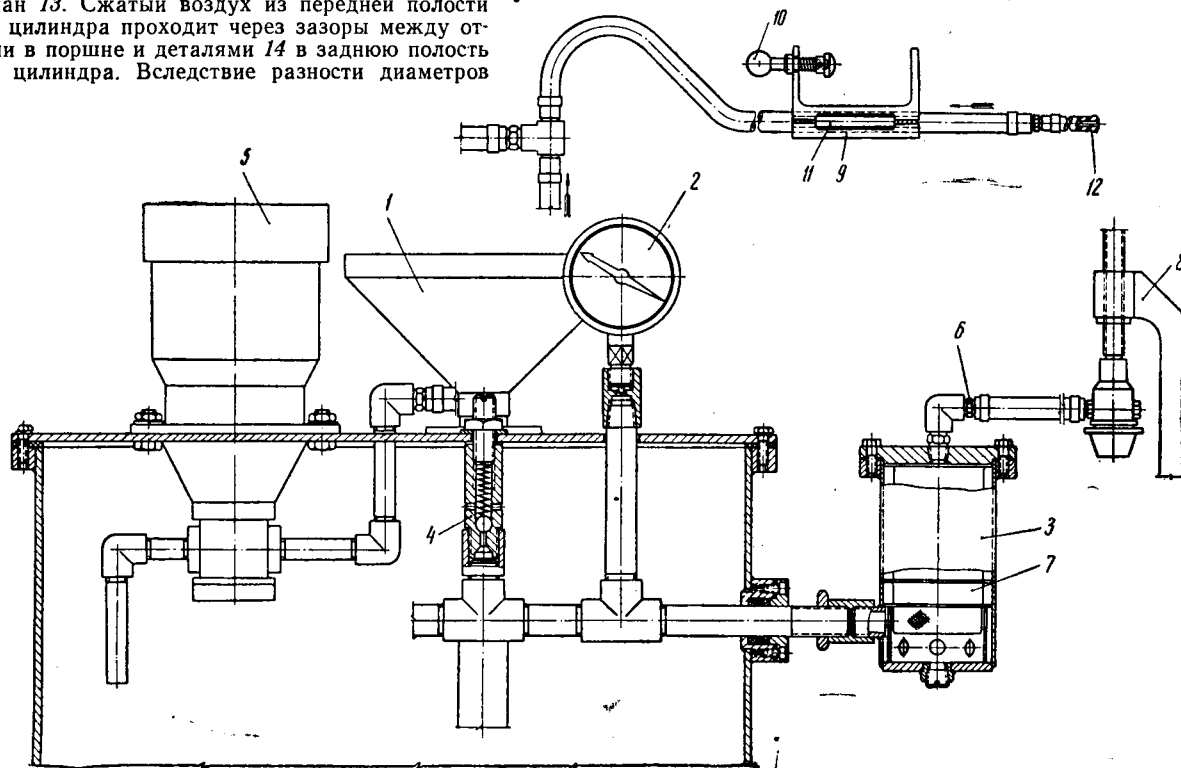


Рис. 3.

штока 9 и поршня 8 рабочие площади правого и левого торца поршня не одинаковы.

Поэтому, несмотря на одинаковое давление воздуха по обе стороны поршня, на его задний торец действует избыточное усилие, равное примерно 40 кг. Под воздействием такого усилия шток 9 совершает рабочий ход и передает соответствующее усилие педали тормоза. В конце рабочего хода штока 9 направляющая шайба 15, а вслед за ней и тарелка клапана 13 соприкасаются с витком пружины 16. При этом клапан прижимается к левому торцу поршня и одновременно открывает центральное отверстие в поршне.

Сжатый воздух из задней полости цилиндра проходит через центральное отверстие в поршне и пустотелый шток, а затем удаляется в атмосферу через отверстие 17, предусмотренное в регулировочном винте 18. Далее сжатый воздух, оказывая давление на левый торец поршня, продвигает шток вправо, и рабочий цикл повторяется.

В процессе работы приспособления, по мере заполнения емкостей системы гидропривода, давление жидкости в системе возрастает и при определенном его значении шток автоматически останавливается в требуемом положении выжатой педали.

Во время отвертывания выпускного клапана на колесном тормозном цилиндре, т. е. при снижении давления жидкости в системе, приспособление также автоматически выключается.

Вес приспособления 2,5 кг, производительность 30—50 ходов штока в минуту. Число ходов регулируется величиной открытия крана 2.

Подача тормозной жидкости в магистраль гидропривода и заполнение всей системы с питательным бачком включительно осуществляются с помощью установки с вакуум-отсосом (рис. 3).

Установка передвижного типа состоит из резервуара для тормозной жидкости, системы для нагнетания тормозной жидкости в питательный бачок и системы отсоса тормозной жидкости от выпускных клапанов колесных цилиндров.

Давление регулируется редукционным клапаном 4 и контролируется манометром 2.

Система отсоса тормозной жидкости состоит из насоса 5, создающего разрежение в сети всасывающего патрубка с разветвлением для подсоединения к нему двух шлангов (для правой и левой сторон автомобиля).

На конце шланга имеется приспособление 9, которое с помощью прижима 10 прикрепляется к тормозному барабану.

В отсасывающий шланг вмонтирована стеклянная трубка 11, а в прижимном приспособлении предусмотрена щель для наблюдения за воздушными пузырьками в тормозной жидкости. При прокачке очередного колесного цилиндра наконечник отсасывающего шланга 12 надевается на выпускной клапан. Слесарь-сборщик, открывая ключом выпускной клапан, наблюдает через смотровую щель за проходящей струей тормозной жидкости. Когда пузырьки воздуха исчезают, выпускной клапан колесного цилиндра закрывают.

Отсос жидкости и прокачивание осуществляются одновременно при помощи пневматического приспособления.

Заполнение системы тормозной жидкостью и удаление воздуха производятся следующим образом:

1. Вынимают пробку из питательного бачка главного цилиндра и присоединяют к горловине шланг нагнетающей системы установки для заполнения тормозной жидкостью.

2. Устанавливают на педаль тормоза пневматическое приспособление для перемещения педали.

3. Снимают защитный колпачок с клапана выпуска воздуха тормоза переднего левого колеса и присоединяют к нему шланг системы вакуум-отсоса установки для заполнения тормозной жидкостью.

4. Включают систему подачи тормозной жидкости в бачок главного цилиндра и отсоса ее из колесного цилиндра (давление жидкости нагнетающей системы не должно превышать 1 кг/см^2).

5. Включают приспособление для перемещения педали и, открывая периодически на $1/2$ — $3/4$ оборота клапан выпуска

воздуха, выпускают жидкость порциями до тех пор, пока при очередном отвертывании клапана в смотровом окне вакуум-отсосной системы не будет видно, что жидкость выходит прозрачной струей без пузырьков воздуха.

6. Повторяют указанные операции с передним правым, задним левым и задним правым тормозом автомобиля. (В связи с тем, что тормозная система передних колес имеет один клапан на два цилиндра — передние тормоза следует прокачать повторно).

7. Отсоединяют шланги системы вакуум-отсоса и нагнетающей системы по окончании прокачки. Убедившись в том, что клапаны выпуска воздуха плотно завернуты, надевают на них

защитные резиновые колпачки и снимают с педали приспособление.

8. Доливают при необходимости в бачок главного цилиндра тормоза жидкость так, чтобы ее уровень не доходил до верхней кромки горловины на 10—15 мм, а затем вставляют пробку в горловину бачка.

9. Протирают все детали и узлы тормозной системы салфеткой.

Внедрение описанных приспособлений на автозаводах и в крупных авторемонтных базах повысит культуру производства, обеспечит механизацию трудоемкого процесса, уменьшит расход тормозной жидкости и улучшит качество выпускаемых автомобилей.

Глубокое сверление автомобильных клапанов из жароупорной стали

И. Н. ВОВК, В. В. МУРЗИН

Челябинский научно-исследовательский институт технологии машиностроения (НИИТЕХМАШ)

АВТОМОБИЛЬНЫЕ выпускные клапаны из жароупорной стали с глубокими отверстиями до настоящего времени в нашей стране не изготавливались. Отличительной особенностью изготовления этих клапанов является операция глубокого сверления отверстия диаметром 7 мм. Сложность этого процесса обусловлена тем, что отверстие выполняется в жароупорной стали, имеющей высокое содержание хрома и высокую твердость $RC=32\div38$. К расположению отверстия предъявляются

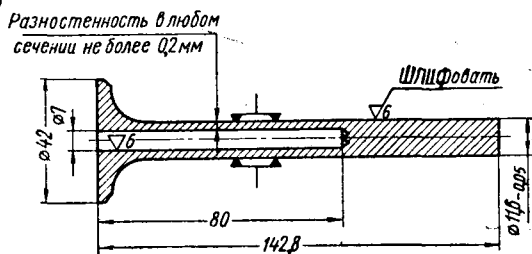


Рис. 1.

жесткие требования: разностенность не должна превышать 0,2 мм в любом сечении клапана. Чистота обработки отверстия должна быть не ниже шестого класса.

На рис. 1 показан эскиз клапана.

Попытки освоить глубокое сверление спиральными сверлами (и сверлами с твердосплавными режущими пластинками), проводившиеся на Московском автозаводе имени Лихачева, не дали положительных результатов из-за большого брака клапанов по разностенности, а также из-за низкой производительности труда.

На Челябинском автомеханическом заводе требовалось в сжатые сроки организовать крупносерийное производство указанных клапанов на универсальном оборудовании.

Работниками НИИТЕХМАШ Челябинского совнархоза была оказана помощь заводу в освоении операции глубокого сверления. Авторами этой статьи было принято решение применить для операции сверления ружейные сверла и производить данную операцию на токарно-винторезном станке модели 1К62.

Однако попытка сверлить клапаны ружейными сверлами, изготовленными по нормам для оружейных предприятий, не дала результатов по причине затираний и поломок сверл при сверлении первого же отверстия.

Очевидно, на работу сверл оказали влияние специфические особенности материала клапана и его высокая твердость.

Проведенные опытные работы позволили отыскать нужную конструкцию ружейного сверла, рациональную геометрию режущей части его, оптимальные режимы сверления, удовлетворительную охлаждающую жидкость, а также порядок заточки и измерения заточенного сверла. Полученные результаты про-

верены на большом количестве клапанов и внедрены в производство.

Практически материал клапанов имел следующий химический состав: $C=0,91\%$; $Si=1,78\%$; $Mn=0,50\%$; $Cr=19,71\%$; $Ni=1,72\%$; $S\leq 0,03\%$; $P=0,03\%$.

Твердость клапанов колебалась в пределах $RC=32\div43$.

Микроструктура материала клапана представляет собой перлит и мелкие равномерно распределенные карбиды.

Минимальная продольная подача станка 1К62 уменьшена в 14 раз путем установки специально изготовленного комплекта сменных шестерен и составляет $S_0=0,005$ мм/об. Комплект установленных на станок приспособлений (рис. 2) состоит из гидравлической установки 1, патрона для крепления сверла 2, кондуктора 3, цангового зажима 4 и пневматического цилиндра с необходимой арматурой (на схеме не показано).

В качестве привода гидронасоса использован двигатель АЛ42-6 мощностью 1,7 кВт с числом оборотов $n=930$ об/мин.

Насос ЛНФ-5 лопастный, производительностью 7 л/мин, развивающий давление 25 кг/см².

На рис. 3 показаны патрон для крепления сверла со штуцером 1, по которому подводится к сверлу масло и цанговый зажим 4.

Левый конец цанги имеет внутреннюю резьбу для подсоединения тяги пневмоцилиндра, расположенного на заднем конце шпинделя станка. Конус сверла затягивается в патроне с помощью гайки 2 через медную прокладку 3.

На рис. 4 изображен кондуктор с откидной планкой, содержащей кондукторную втулку. Посадочное отверстие под кондукторную втулку расточено после установки кондуктора на станке в рабочем положении.

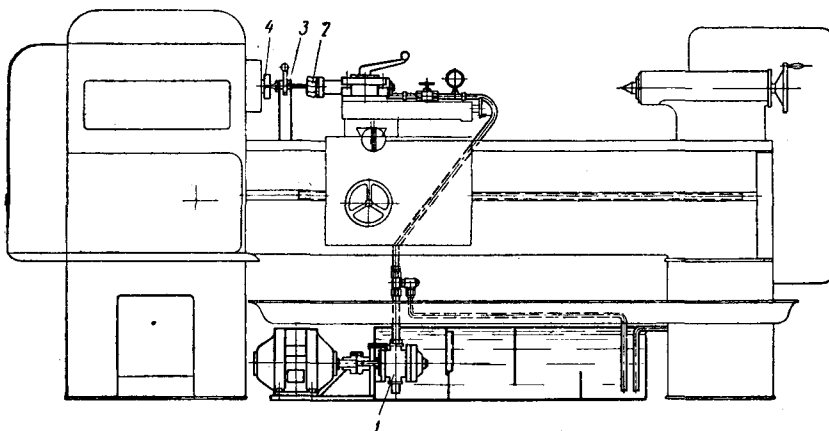


Рис. 2.

Сверление производится ружейным сверлом, конструкция которого ясна из рис. 5, а геометрия режущей части показана на рис. 6.

Понижение твердости стебля недопустимо, так как уменьшается жесткость сверла, что ведет к ухудшению процесса ре-

зания и выкрашиванию режущих кромок. Важным является следующее: смещение вершины сверла относительно оси (размер $1,75 \pm 0,1$ мм); углы при вершине, определяющие расположение главных режущих кромок (углы $53^\circ 30'$ и $57^\circ 30'$); занижение передней грани относительно оси сверла (размер $0,1 \pm$

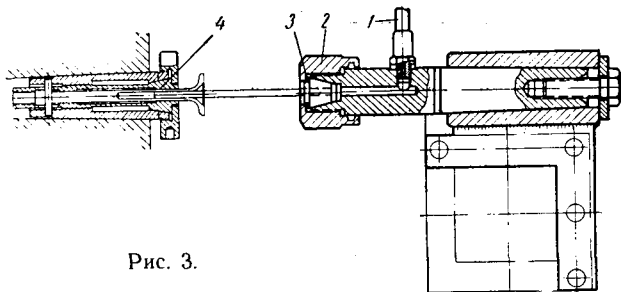


Рис. 3.

$\pm 0,06$ мм). Значительное отклонение размера $1,75$ мм или углов $53^\circ 30'$ и $57^\circ 30'$ вызывает перераспределение сил резания на главных режущих кромках и, как следствие, усиленное затирание одной из боковых направляющих поверхностей. Занижение передней грани на $0,1$ — $0,06$ мм относительно оси сверла

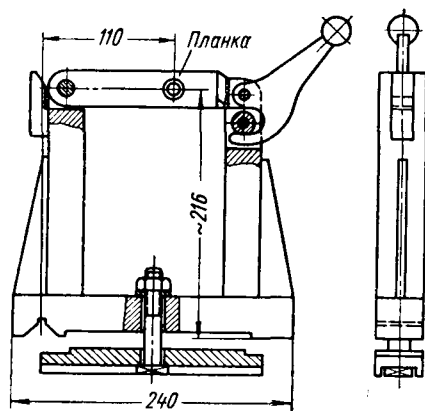


Рис. 4.

позволяет получить нулевой стержень, который способствует более надежному образованию отверстия с прямойлинейной осью.

В качестве охлаждения применяется сульфозфрезол (ГОСТ 122-54), подаваемый под давлением 25 кг/см^2 (на входе в канал сверла).

Сверление ведется на следующих режимах: $V=44 \text{ м/мин}$; $n=2000 \text{ об/мин}$; $S_0=0,01 \text{ мм/об}$.

Скорость резания в данном случае ограничивается возможностями станка, имеющего максимальное число оборотов $n=2000 \text{ об/мин}$. Сверление ведется через кондукторную втулку за один проход, без выводов сверла. Для облегчения выхода стружки кондукторная втулка после углубления сверла на 7 — 8 мм может быть отведена. Указанные режимы обработки обеспечивают стойкость сверла не ниже 40 мин. машинного времени. После 40 мин. машинного времени работы сверла износ достигает $0,10$ — $0,30$ мм, и сверло подлежит переточке.

Затупленные сверла затачиваются шлифовальным кругом из зеленого карбида кремния на керамической связке зернистостью 80 , твердостью $СМ_1$ — $СМ_2$. Окружная скорость вращения круга должна быть в пределах 10 — 16 м/сек . Заточка производится только по главным задним граням. Главные режущие кромки доводятся со стороны задних граней. Диск доводочного станка смазывается пастой, содержащей карбид бора зернистостью $M14$ или $M28$.

У заточенных сверл контролируются шаблонами углы при вершине и величина смещения вершины сверла относительно оси. У новых сверл следует выборочно контролировать занижение передней грани относительно оси сверла (см. рис. 6).

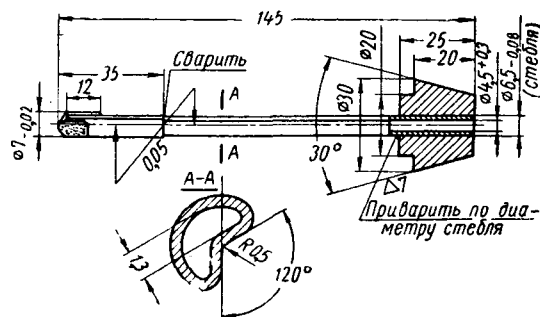


Рис. 5.

Контроль этого размера производился универсальными средствами по следующей схеме (рис. 7). Микрометром изме-

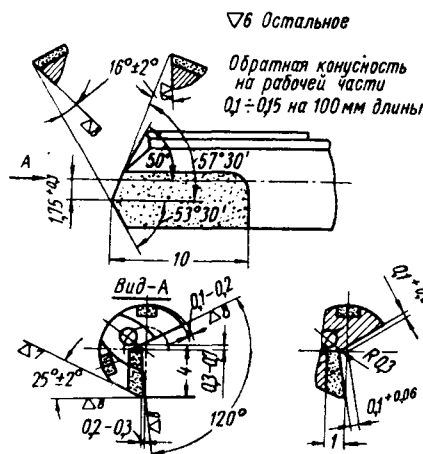


Рис. 6.

рялся размер A . Размер B подсчитывался путем вычитания из фактического размера A диаметра иглы, равного $0,6$ мм. Искомый размер занижения передней грани определялся как разность между половиной фактического диаметра сверла и размера B .

Внедрение в производство (крупносерийное) описанного способа сверления выпускных автомобильных клапанов из жароупорной стали позволило получить 100-процентную годность клапанов в соответствии с требованиями чертежа и техническими условиями. Разностенность сверленных клапанов не превышает $0,05$ — $0,08$ мм, чистота поверхности отверстия $\nabla 7$ и выше.

Авторы считают, что полученные результаты в части выбора инструмента, конструкции его, геометрии режущей части, охлаждения могут быть использованы при организации массового производства указанных клапанов.

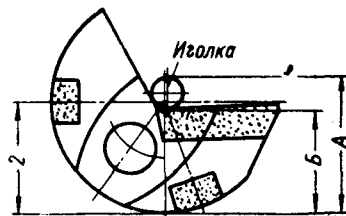


Рис. 7.

Очистка от окалины ведомых шестерен главной передачи автомобиля «Волга»

Д. А. СВЕШНИКОВ, Н. Я. КОЗЯКОВ, Л. Д. ГОЛУБОВСКАЯ, А. П. ЖИГУН

Горьковский автозавод

В ГИПОИДНЫХ передачах, к которым относятся шестерни главной передачи заднего моста автомобиля «Волга», особенное значение приобретают чистота поверхности и геометрия зубьев шестерен, которые при соответствующем выборе смазки определяют работоспособность и длительность службы данных шестерен.

При эксплуатации гипонидных шестерен на автомобилях «Волга» наблюдались случаи появления шума после пробега автомобилей от 6000 до 12 000 км.

С целью устранения шума и увеличения срока службы гипонидных шестерен главной передачи автомобиля «Волга» проводилась работа по изысканию различных способов очистки шестерен после термообработки, обеспечивающих улучшение чистоты поверхности зубьев и улучшение контакта в зацеплении. Кроме того, ставилась цель улучшить условия труда, исключив пескоструйный способ очистки шестерен от окалины.

Для опробования различных способов очистки шестерен от окалины была подготовлена партия ведомых шестерен 12-2402060 в количестве 30 шт. Зубья шестерен нарезались двумя способами: методом протягивания (полуобкатный метод) и методом обкатки. Химико-термическая обработка шестерен (ст. 20ХНМ) производилась по следующим режимам:

1. Цементация. Осуществляется при температуре $950 \pm 100^\circ$ и выдержке 10 час. Состав карбюризатора: 25% — свежего, 75% — отработанного. Загрузка шестерен в ящик по 10 шт. Глубина цементованного слоя 1,2—1,5 мм.

2. Закалка. Нагрев в электропечи Н-45 с газовой завесой. Загрузка на под печи с предварительным окунанием шестерен в веретенное масло. Температура нагрева $840 \pm 100^\circ$, время выдержки от 20 мин. для первой шестерни до 35 мин. для последней шестерни. Шестерни охлаждаются в масле под давлением Глисона при давлении 2,5—5,0 атм.

3. Отпуск. Нагрев в электропечи. Температура нагрева $200 \pm 100^\circ$, время выдержки 90 мин. Приемная твердость шестерен RC 58—60.

После термической обработки удаление окалины с опытных ведомых шестерен осуществлялось: пескоструйной очисткой по действующей технологии (три шестерни), дробеструйной очисткой чугунной дробью (три шестерни), дробеструйной очисткой стальной дробью (пять шестерен) и гидроабразивной обработкой по различным вариантам (19 шестерен).

Дробеструйная очистка шестерен чугунной колотой дробью диаметром 0,3—0,6 мм осуществлялась в дробеструйной машине карусельного типа. Шестерни при очистке располагались на вращающемся столе машины. Очищались они со стороны зубьев за два прохода, при этом после первого прохода шестерни поворачивались на 90° .

Дробеструйная очистка шестерен стальной дробью из проволоки диаметром 0,8 мм ($\sigma_b = 190 \div 220 \text{ кг/мм}^2$) производилась в проходной дробеструйной машине по двум вариантам: с вращением шестерен с помощью специального приспособления и без вращения путем последовательного передвижения шестерен под зоной наклепа при однократном повороте их на 90° . Последний вариант должен воспроизводить в проходной дробеструйной машине условия очистки, аналогичные условиям обработки в машине карусельного типа (с вращающимся столом).

Гидроабразивная обработка шестерен осуществлялась в опытной установке. В качестве рабочей жидкости использовалась смесь пассивирующего раствора и электрокорунда зернистостью 100 или 240 (30% по объему). Пассивирующий раствор (в весовых процентах) состоит из 98% воды; 1,5% кальцинированной соды; 0,5% нитрата натрия. Первоначально гидроабразивная очистка ведомых шестерен осуществлялась вручную, при закреплении шестерен в специальных приспособлениях, обеспечивающих их вращение. В дальнейшем ведомые шестерни очищались на том же приспособлении, но при жестком креплении сопла в поворотном кронштейне под определенными углами к обрабатываемой поверхности зубьев (рис. 1).

Влияние различных способов очистки на качество шестерен оценивалось по изменению чистоты поверхности зубьев и окружного шага шестерен. Кроме того, на некоторых шестернях изучалось влияние термической обработки и способа очистки

на величину коробления, биеения по задней плоскости и по отверстину диаметром 124,4 мм, на контакт в зацеплении и на шумовые качества шестерен в паре и в мостах. При спаривании в качестве ведущих шестерен брались стандартные шестерни 21-2402017 без дополнительной очистки. Нагрев ведущих шестерен под закалку производится в низкоуглеродистой ванне и поэтому очистка их после термической обработки не предусматривается технологией.

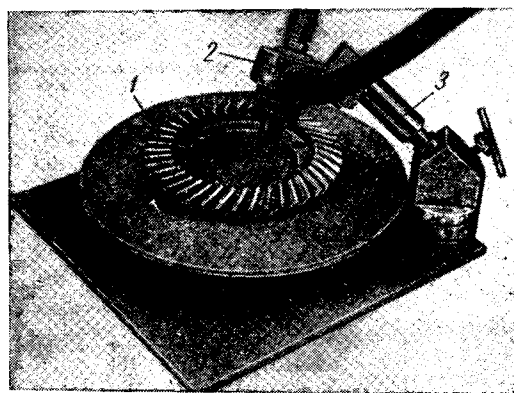


Рис. 1. Внешний вид приспособления для гидроабразивной очистки ведомых шестерен 12-2402060:

1 — обрабатываемая шестерня; 2 — сопло; 3 — поворотный кронштейн с закрепленным соплом.

Чистота поверхности зубьев шестерен измерялась на профилемере КВ-7 (тип. 740). Отклонения окружного шага и биеения по задней плоскости ведомых шестерен проверялись на специальных приспособлениях 24-V-76824 и 24-V-53205.

Результаты экспериментальных данных по оценке влияния различных способов и режимов очистки на качество шестерен приведены на рис. 2—6. На этих рисунках пунктирная линия относится к шестерням после механической обработки, сплош-

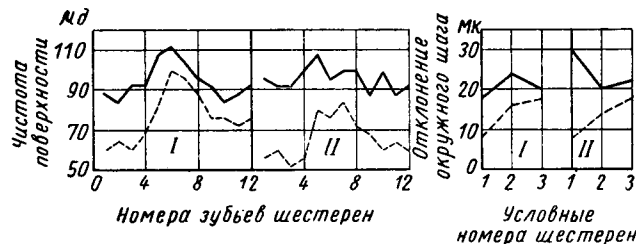


Рис. 2. Влияние пескоструйной очистки на чистоту поверхности и величину окружного шага ведомых шестерен 12-2402060:

I — ход вперед; II — ход назад.

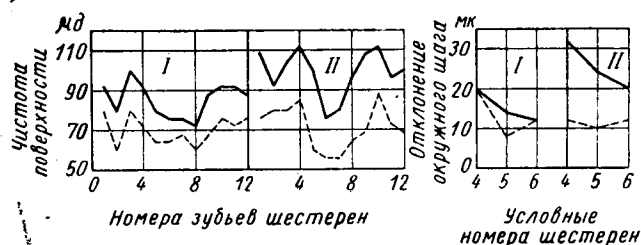


Рис. 3. Влияние дробеструйной очистки чугунной дробью $\varnothing 0,3\text{—}0,6$ мм на чистоту поверхности и величину окружного шага шестерен;

I — ход вперед; II — ход назад.

ная линия — к тем же шестерням после термообработки и соответствующих способов их очистки.

Из полученных данных следует, что пескоструйная очистка ведомых шестерен 12-2402060 по действующей технологии вызывает ухудшение чистоты поверхности зубьев в среднем на 24 мк и увеличивает отклонение окружного шага шестерен с 13 до 26 мк в среднем.

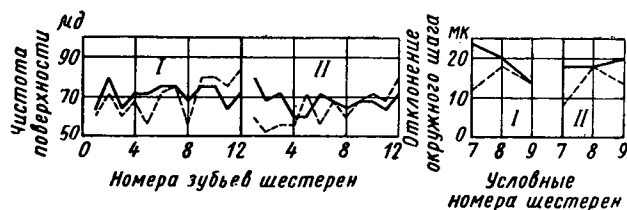


Рис. 4. Влияние дробеструйной очистки стальной дробью Ø 0,8 мм на чистоту поверхности и величину окружного шага ведомых шестерен 12-2402060 при вращении шестерен:

I — ход вперед; II — ход назад.

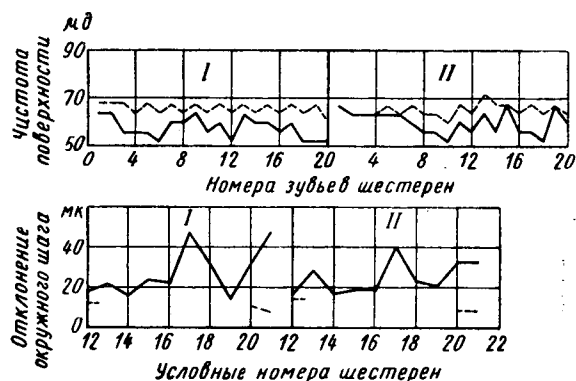


Рис. 5. Влияние гидроабразивной очистки (зерно 100) на чистоту поверхности и величину окружного шага шестерен 12-2402060:

I — ход вперед; II — ход назад.

Дробеструйная очистка шестерен чугуном дробью диаметром 0,3—0,6 мм также обуславливает снижение качества шестерен. При такой обработке чистота поверхности зубьев ухудшается в среднем на 22 мк, а отклонение окружного шага возрастает в среднем с 12 до 21 мк.

Очистка стальной дробью диаметром 0,8 мм практически не изменяет чистоту поверхности зубьев и исходный окружной шаг шестерен вне зависимости от метода их очистки (с вращением или без вращении шестерен). Это, очевидно, связано с тем, что стальная дробь имеет более низкую твердость по сравнению с твердостью шестерен и поэтому при обработке стальной дробью удаляется только окалина без искажения геометрии зубьев шестерен.

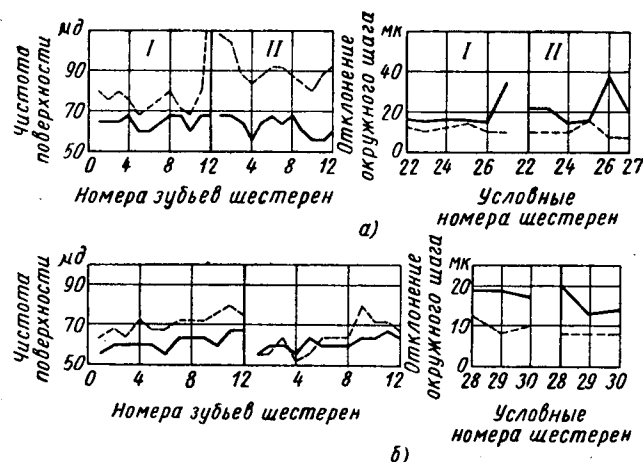


Рис. 6. Влияние гидроабразивной очистки (зерно 240) на чистоту поверхности и величину окружного шага ведомых шестерен 12-2402060:

а — очистка вручную; б — очистка в приспособлении (рис. 1); I — ход вперед; II — ход назад.

Гидроабразивная очистка обеспечивает улучшение чистоты поверхности зубьев ведомых шестерен на 7 мк при использовании электрокорунда зернистостью 100 и на 14 мк при работе с электрокорундом зернистостью 240. По абсолютному значению чистота поверхности зубьев шестерен после гидроабразивной очистки (при опробованной зернистости электрокорунда) изменяется в пределах 55—65 мк.

При гидроабразивной очистке наблюдалось значительное отклонение окружного шага, достигающее до 40—48 мк на шестернях, которые очищались при удвоенном или утроенном времени вместо необходимого для удаления окислов. Причиной этого является несовершенство ручного способа очистки шестерен. Действительно, применение специального приспособления (рис. 1) несколько улучшило качество шестерен (рис. 6), однако исходная величина отклонения окружного шага опять не сохранилась вследствие ручного вращения шестерен при очистке. Очевидно, для сохранения окружного шага шестерен необходимо полностью автоматизировать процесс очистки, создав условия равномерного съема металла шестерни при удалении окислов.

По всем остальным параметрам (величине биения, пятну контакта, шумовым качествам и т. д.) все опытные шестерни, подвергнутые дробеструйной очистке стальной дробью и гидроабразивной очистке, полностью удовлетворяли предъявляемым к ним требованиям.

Полученные результаты позволили взамен пескоструйной очистки внедрить в производство дробеструйную очистку ведомых шестерен 12-2402060 стальной дробью диаметром 0,8 мм в дробеструйной машине с вращающимся столом.

После завершения работ по конструированию и изготовлению гидроабразивной установки предполагается заменить дробеструйную очистку гидроабразивной.

Информация

СОВРЕМЕННОЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, ИЗГОТОВЛЯЕМОЕ НА ЗАВОДАХ ЧЕХОСЛОВАЦКОЙ СОЦИАЛИСТИЧЕСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

МЕЖДУНАРОДНАЯ ярмарка, происходившая осенью 1960 г. в Брно (ЧССР), продемонстрировала большие изменения в составе и конструкциях современного технологического оборудования для машиностроения.

Анализ этого оборудования приводит к выводу, что развитие конструкций станков и машин идет по двум основным направлениям:

- 1) создание новых машин или систем машин высокой производительности для массового производства;
- 2) создание нового оборудования с гибкими для переналадки автоматическими системами на базе модернизации универсальных и полуниверсальных металлорежущих станков для оснащения ими преобладающего в машиностроении мелко- и среднесерийного производства.

Значительная часть этого оборудования представляет интерес для автомобильных, автобусных заводов, а также заводов, изготавливающих прицепы, выпускающих незначительное количество продукции, для оснащения которых используется значительный парк малопроизводительных полууниверсальных металлорежущих станков, переналаживаемых на обработку однотипных деталей: валов, шестерен, рычагов и т. п.

Стремление приспособить простейшее металлорежущее оборудование для условий работы с более напряженными темпами выпуска продукции видно на примере модернизации в ЧССР мелких вертикально-сверлильных станков настольного типа. В результате оснащения этих станков малогабаритными многшпиндельными головками для сверления, растачивания, развертывания, блокирования таких станков на одной станине с общим столом образуется агрегатный сверлильный станок для последовательной обработки массовых деталей.

Заводы фирмы ТОЗ Чехословацкой социалистической республики, а также Франции и других стран рекламируют наборы типовых силовых головок к агрегатным станкам, которые продаются для модернизации на месте агрегатных станков или комплектации их стандартными узлами.

Характерной чертой новых конструкций металлорежущих станков 1960 г., изготавливаемых в Чехословакии, является дальнейшее повышение степени гибкости автоматизации на базе программирования в целях использования их в условиях мелко- и среднесерийного производства, в которых требуется частая и быстрая переналадка.

Такие универсальные станки, как токарные и токарно-револьверные, оснащены специальными устройствами, позволяющими осуществить частичную автоматизацию обработки. Например токарные станки снабжены гидрокопировальными устройствами, управляемыми при помощи упоров, что дает возможность в автоматическом цикле вести многопроходную обточку ступенчатых валов.

На ярмарке показаны и универсальные загрузочно-разгрузочные устройства к токарному станку SSK50, с помощью которых заготовка типа вала диаметром до 80 мм и длиной до 500 мм из бункера загружается в рабочую позицию и готовое изделие вынимается на установочную площадку.

Обслуживание револьверных станков простое: автоматическое включение требуемых оборотов и подач достигается поворотом револьверной головки (станки RC).

Револьверные станки типа RP превращены в полуавтоматы: с помощью программных устройств автоматически изменяются режимы обработки и настройки на другие изделия.

Модернизируются и токарно-копировальные станки для обточки валов путем автоматического изменения режимов обработки по перфорированным картам (рис. 1). Впервые демонстрируется токарно-копировальный полуавтомат SPI-63 с программным управлением, созданный НИИ металлообрабатывающих станков (Прага). Станок предназначен для обработки тяжелых и больших фланцеобразных деталей типа шестерен, ступиц, чашек дифференциала диаметром до 630 мм. Станок имеет три независимых суппорта, рабочие операции которых совмещены в один автоматический цикл.

На рис. 2 дан общий вид станка, а на рис. 3 показана наладка станка для обработки ступиц. Каждый суппорт станка имеет самостоятельное программное

устройство, команды от которого можно включать в единый рабочий цикл. Станок оснащен гидравлическим зажимным устройством. При полной автоматической настройке станок оправдывается уже при обработке 20—30 деталей.

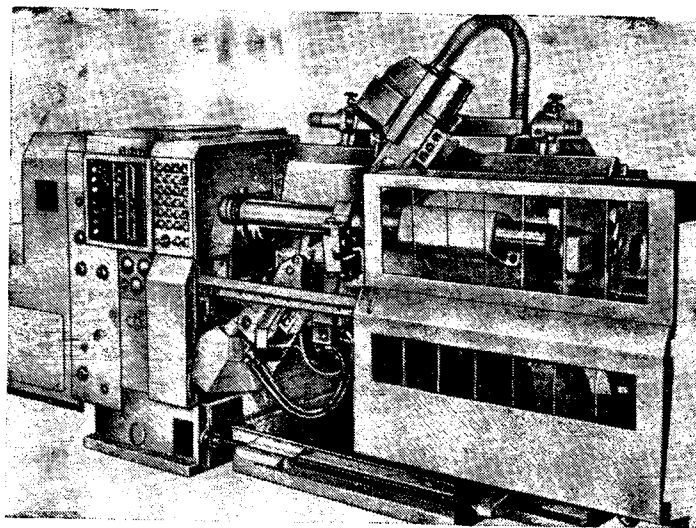


Рис. 1.

Мощность двигателя 22—30 кв, число скоростей 8.

Демонстрируется короткая переналаживаемая автоматическая линия для обработки ступенчатых валов, состоящая из станка для фрезерования и за-

жимным устройством и консольно-фрезерный станок FB-32-H с цифровым управлением (рис. 5).

Настройка станка FB-3-H на автоматический цикл ведется по программе, полностью записанной на перфорированной ленте, вставляемой в отсчитывающее фотоэлектрическое измерительное устройство, передающее движения в виде электрических импульсов. Импульсы суммируются в электронно-счетной машине-счетчике, и их сумма срав-

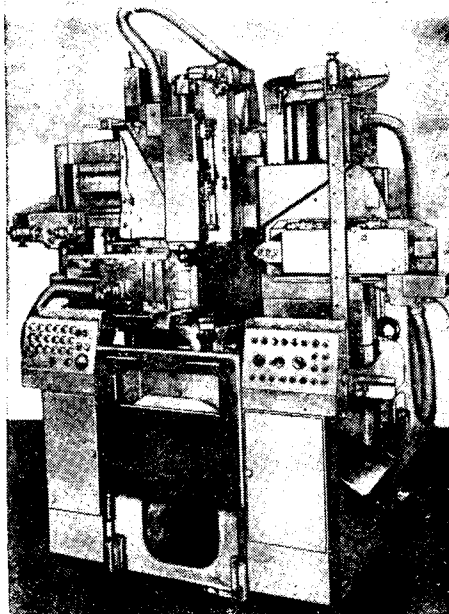


Рис. 2

центровывания модели WS-70 и двух токарно-копировальных автоматов с автоматическими устройствами универсального типа для снятия и установки обрабатываемой детали.

В таком же направлении совершенствуются и фрезерные станки, у которых автоматизирован цикл рабочих дви-

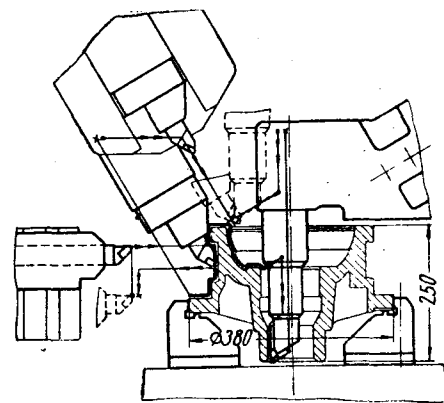


Рис. 3.

живается с цифровыми данными, записанными на перфорированной ленте. Записанная программа воспроизводится путем установления ленты в измерительное устройство. Устройство обрабатывает детали с точностью до сотых долей миллиметра.

Высокая степень автоматизации сверлильных операций продемонстрирована на радиально-сверлильных станках моделей VR4A и VR6A. Шпиндельные головки этих станков имеют программное управление: предварительно подбирают-

ся числа оборотов и подач. Программа независимо от числа переходов настраивается нажатием кнопок, размещенных на панели, а во время работы станка включение оборотов и подач в очередности, зафиксированной программой, осуществляется выдвиганием рычага управления. Станок имеет координатный стол с автоматической цифровой настройкой координат, перемещения которого измеряются винтами, положение винтов регистрируется индукционными гайками. Координаты всех отверстий,

зерно-копировальные станки для изготовления полостей штампов и пресс-форм ФК-50 и ФКО-8С.

В результате исследований Пражского института металлорежущих станков был создан копировально-фрезерный станок с программным управлением, с электрическим копировальным устройством для обработки ручьев ковочных штампов. Этот станок имеет более высокую производительность по сравнению с существующими копировально-фрезерными станками. Низкая производительность

в зависимости от обрабатываемой поверхности; подбираются подходящие инструменты и порядок их применения.

Для изготовления повторных штампов обслуживать станок уже может рабочий невысокой квалификации, он главным образом пускает и останавливает автоматический цикл, меняет инструменты и изменяет число оборотов. Все остальное, включая и способ работы, управляется автоматически по программе.

На рис. 7 показан экспериментальный

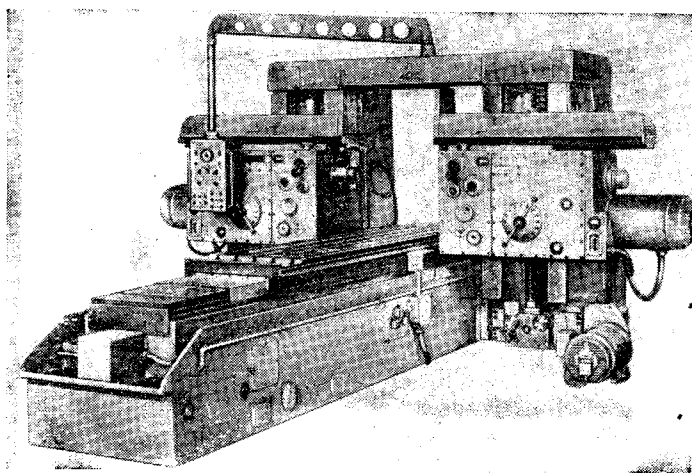


Рис. 4.

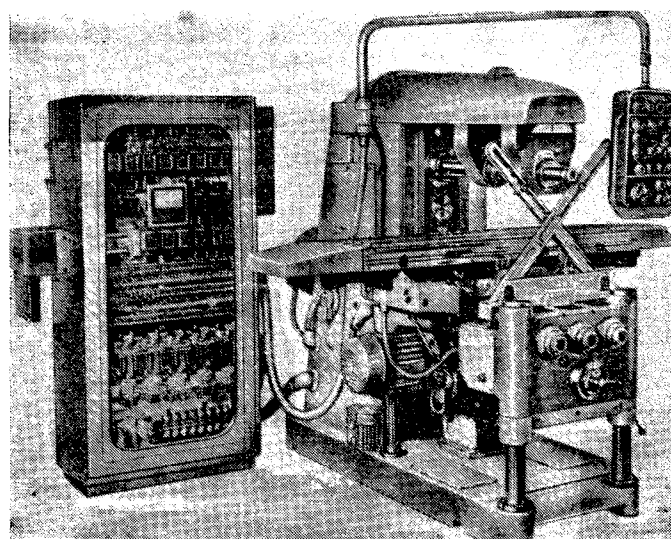


Рис. 5.

подвергаемых обработке, определены на перфорированной карте. При включении кнопки датчика стол перемещается в требуемое положение с точностью до $\pm 0,01$ мм. Шлифовальные станки: кругло-, внутри- и бесцентровошлифовальные — имеют полуавтоматический рабочий цикл, настраиваемый с помощью упора, калибра или следящих двухконтактных измерительных устройств.

Высокопроизводительный зубообрабатывающий станок OFP20 с полным автоматическим циклом оснащен букерным и автоматическим подающим и зажимным устройствами.

Зубофрезерный станок OFP-10 имеет устройство, непрерывно исправляющее погрешность делительного устройства, градуированного с помощью прибора IMO-5, в результате чего достигается точность, при которой общая погрешность всех делений при диаметре колеса 1000 мм не превышает 0,005 мм.

Прибор IMO-5 для контроля точности делительных передач зубообрабатывающих станков (рис. 6) основан на применении магнитных измерителей в виде металлических дисков, снабженных регистрирующим слоем, на который записывается синусоидальное магнитное поле. Неравномерность передачи обнаруживается фазными изменениями частот, снимаемых с дисков. Прибор без демонтажа станков позволяет производить независимую запись погрешностей (циклической, суммарной и кинематической).

Вольное внимание уделено совершенствованию оборудования для производства штампов и инструмента. Из этой группы станков следует выделить фре-

копировально-фрезерных станков, работающих по принципу строчечного фрезерования, является основной причиной высокой трудоемкости этих работ, так как вследствие небольшой длины шага копирования и применения инструментов небольшого диаметра строчечные инструменты слабы и недостаточно жестки, а режимы работы ими определяются самыми неблагоприятными местами полости, даже если эти места представляют собой лишь небольшой процент общей поверхности ручья.

Известно, однако, что за счет ограничения применения инструментов малых диаметров лишь на те места, где они требуются из-за размеров полости или из-за радиусов закругления углов; использования инструментов, сходных режущей частью с соответствующей частью полости; изменения способа копирования в процессе фрезерования полости и комбинации их по мере необходимости с ручным управлением станка можно значительно поднять производительность копировально-фрезерных станков, но это потребовало бы постоянного присутствия рабочего на станке, значительно увеличило бы требования к квалификации рабочего и т. д.

Программное управление новым станком содержит всю программу фрезерования полости первого штампа, записанную на магнитофонную ленту. Программа выполняется самым квалифицированным рабочим, который работает, смотря по необходимости, на автоматическом фрезеровании и управлении вручную; величина подачи бесступенчато изменяется

модернизированный вертикально-фрезерный станок типа FAЧV. Станок снабжен трехкоординатным электрическим копировальным устройством, дающим команду сервоприводам для перемещения стола и пиноли.

При копировании станок может работать по способу окружного копирования, строчечного копирования (при этом пункты поворота фиксируются установкой переключателей во всех трех направлениях), строчечного копирования с бесступенчатой регулировкой направления строчки, окружного копирования с бесступенчатой регулировкой перемещения шупа и др. Однако применение нового способа фрезерования сопровождается большими затратами времени на смену различных инструментов. Для снижения этих затрат была изменена система крепления инструментов.

При новом способе фрезерования должен быть лучше заточен, точнее установлен инструмент, а также должно быть улучшено обслуживание станка при записи программы. Время фрезерования полости штампа при использовании этого способа сокращается в среднем на 50% по сравнению с временем изготовления на обычных копировально-фрезерных станках, причем время последующей ручной доводки в обоих случаях остается одинаковым, т. е. точность и качество обработки полости штампа при фрезеровании с программным управлением не ухудшилось.

Наиболее характерной тенденцией в производстве прессового оборудования является стремление приспособить его

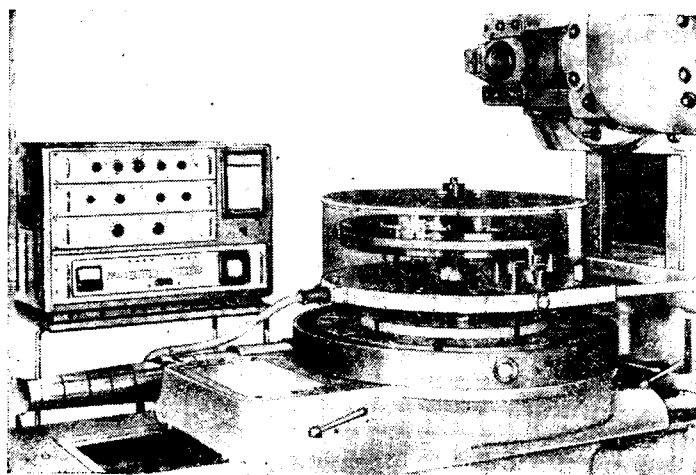


Рис. 6.

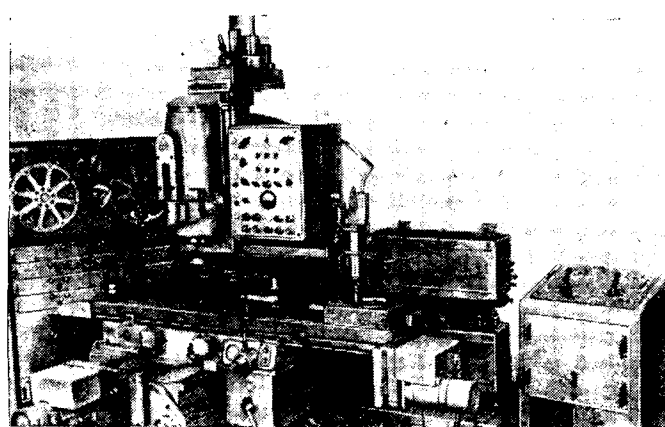


Рис. 7.

для получения точных штамповок как с применением нагрева, так и методом холодного выдавливания.

В этой связи большое внимание должна привлечь поточная специализированная штамповочная линия для получения заготовок конических шестерен типа сателлитов с зубом.

Линия состоит из трех агрегатов: среднечастотной индукционной печи для нагрева заготовки до 1050° , кривошипного прессы ЛКМ-1000 для предварительной и окончательной штамповки шестерни и эксцентрикового прессы для обрезки облоя и заусенцев.

Последующие операции (нормализация при температуре 880° и дробеструйная обработка) выполняются вне линии. Производительность линии 170 шестерен в час. Припуск на механическую обработку зуба и отверстия 0,2 мм. Недостатком линии является то, что загрузочные и разгрузочные операции на ней выполняются вручную.

На выставке отражена характерная тенденция прессов для холодного выдавливания небольших фасонных дета-

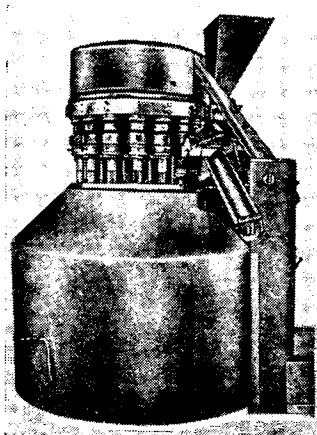


Рис. 8.

лей вместо обработки на прутковых автоматах.

В ЧССР выпускают несколько типов кривошипных прессов жесткой конструкции, с большой эффективностью приме-

няемых на машиностроительных заводах.

Обращают на себя внимание показанные различными странами (ЧССР, Францией и др.) пресс-машины для литья под давлением из цветных металлов и гидравлические автоматические литьевые машины для получения пластмассовых изделий. Большой успех имела машина СВА R-16 (рис. 8) ротационного типа, имеющая пятнадцать рабочих форм-шпинделей, совершающих в роторе непрерывное движение; скорость вращения ротора определяется временем полимеризации формы и составляет 0,3—2 об/мин. Заготовка в виде брикета порошка из бункера автоматически попадает в открытую полость штампа в загрузочной позиции, после чего штамп закрывается до полного сжатия. Формы нагреваются электричеством, температура формы регулируется. Готовая отливка, очищенная от литейных отходов, в определенном месте выталкивается. Производительность машины до 1800 деталей в час.

М. И. БАСОВ

АВТОМАТ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОБОЛОЧКОВЫХ ФОРМ АКФ-2

АВТОМАТ (см. рисунок) служит для изготовления оболочковых полуформ с использованием поворотного бункера для насыпания и сброса лишней смеси. Автомат имеет один нагревательный колпак, предназначенный для упрочнения оболочки. Модельные плиты

имеют встроенные в них электронагреватели. Бункер и модельная плита поворачиваются вокруг одной оси, к которой модельная плита жестко прикреплена, а бункер свободно подвешен. Такая конструкция позволяет осуществлять поворот бункера за счет поворота модельной плиты и бункера.

Верхние рамки бункера имеют водяное охлаждение.

Техническая характеристика

Производительность автомата при изготовлении полуформ толщиной 7—8 мм в шт/час:

при работе с подпрессовкой 70—80
при работе без подпрессовки 80—90

Производительность автомата при изготовлении полуформ толщиной 11—12 мм в шт/час:

при работе с подпрессовкой 40—50
при работе без подпрессовки 50—60

Размеры модельной плиты в мм:

длина 400
ширина 850

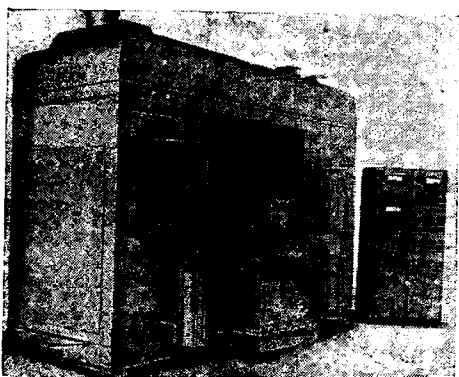
Количество модельных плит 2
Количество смоло-песчаной смеси в поворотном бункере в кг До 150
Общая мощность нагревателей модельных плит в кВт 24
Мощность нагревателей электроколпака в кВт 15
Общая мощность автомата в кВт 40
Рабочее напряжение в в 380
Расход сжатого воздуха в м³/час 2
Расход воды в м³/час; 0,8
Габаритные размеры автомата в мм:

длина 3600
ширина без подпрессовочного механизма 1850
ширина с подпрессовочным механизмом 350
высота 2600
Вес автомата в кг 5000

Автомат внедрен в производство на Горьковском автозаводе, Ярославском моторном заводе и ряде других.

Н. А. АРХИПОВ, И. И. ЛАРИОНОВ

НИИТавтопром



Критика и библиография

Р. В. Ротенберг, «Подвеска автомобиля и его колебания», изд. 2-е, Машгиз, 1960.

В НАШЕЙ стране и за рубежом очень мало издано книг, посвященных колебаниям автомобиля и теории его подвески, хотя потребность в литературе по этому вопросу велика.

Книга Р. В. Ротенберга «Теория подвески автомобиля», вышедшая в 1951 г., в настоящее время стала почти библиографической редкостью, и поэтому переиздание ее вполне своевременно и оправданно.

В сравнении с первым изданием материал книги полностью обновлен, значительно расширен и изменен композиционно.

Включение в новое издание результатов проведенных автором исследований установившихся и неустойчивых режимов колебаний автомобиля, результатов использования электроинструментов, электрических моделей, использование современных математических методов решения дифференциальных уравнений выгодно отличают его от первого и позволяют рассматривать как совершенно новую книгу.

В кратком введении разбираются общие предпосылки, определения и классификация подвесок.

Глава I посвящена уравнениям колебаний автомобиля. Для эквивалентной колебательной системы составлены общие дифференциальные уравнения движения пружиненных и непружиненных масс автомобиля и дано их решение для наиболее характерной компоновки, когда связь между колебаниями на передней и задней подвесках отсутствует.

В главе II рассмотрены физическая сущность и основные закономерности колебаний автомобиля. Определены виды колебаний автомобиля и основные из них подвергнуты подробному изучению. Составлены решения уравнений, описывающих свободные колебания, из анализа которых установлено влияние пружиненных масс и затухания в подвеске.

Для анализа установившихся вынужденных колебаний использованы амплитудно-частотные характеристики, удобно совмещенные с графиком, определяющим связь между частотой воздействия неровностей, их длиной и скоростью движения автомобиля.

Особенно подробно проанализированы неустойчивые колебания, как основной вид колебаний, свойственный автомобилю, движущемуся по неровной дороге произвольного профиля.

В отличие от ранее известных работ результаты многочисленных расчетов, произведенных на счетных машинах, позволили сделать обоснованные выводы о доминирующем характере колебаний с собственными частотами и преобладающей роли этих частот в общем спектре частот при неустойчивых колебаниях.

Подробно описаны явления крена в продольной плоскости и влияния на его величину типа и параметров подвески.

Угловые колебания в продольной плоскости являются наиболее нежелательным видом колебаний. Их возникновение и зависимость от параметров подвески и скорости движения рассмотрено, начиная с простейшего случая, при движении как через обособленную неровность, так и через ряд периодически повторяющихся неровностей.

Эта глава является центральной частью книги, содержащей основные сведения для ясного понимания теории подвески. Приведенные в ней примеры, доведенные до числового решения, значительно облегчают эту задачу.

В главе III рассматриваются упругое устройство подвески, шины, распределение масс и моменты инерции пружиненной части, непружиненной части, амортизаторы, сиденья и колебательные параметры, связанные с ними. Приведен значительный фактический материал по характеристикам колебательных параметров современных автомобилей, практически охватывающий типаж отечественных легковых и грузовых автомобилей.

Для удобства пользования изменение интенсивности колебаний автомобиля представлено не только в зависимости от абсолютных значений колебательных параметров, но и от различных безразмерных величин. Это немного удобнее в тех случаях, когда необходимо установить, в каких пределах и в каком направлении целесообразно менять одни параметры при изменении других.

Глава IV посвящена влиянию подвески автомобиля на его эксплуатационно-технические качества. Из совокупности по-

следних рассмотрены плавность хода, управляемость и устойчивость автомобиля в зависимости от качества подвески.

Глава V «Инженерные методы расчета колебаний и подвески автомобиля» должна рассматриваться как первая систематическая разработка практических методов использования накопленных результатов теоретических и экспериментальных исследований подвески и колебаний автомобилей. В ней дано решение двух основных задач: прямой и обратной.

Прямая задача — это проверочный расчет, при котором известны колебательные параметры автомобиля, а требуется определить плавность хода его по неровным дорогам.

Обратная задача — это нахождение необходимой величины параметров подвески и амортизаторов по заданным значениям показателей плавности хода автомобиля.

Схема решения прямой и обратной задач включает в себя сложный промежуточный этап — расчет параметров колебаний. Громоздкие и сложные вычисления этого этапа являлись одним из основных препятствий к внедрению достижений теории в практическую работу инженеров-автомобилистов.

По материалам, изложенным в главе II книги, обоснованно предложены упрощенные формулы для расчета параметров колебаний и, что особенно важно, четко указаны границы их применения и возможные величины погрешностей. Простота этих формул и позволила предложить решение обратной задачи.

Приведенные графики дают четкую ориентировку как в расчете плавности хода, так и в подборе параметров подвески при проектировании. Заслуживает особого внимания график (рис. 187), впервые связывающий через колебания и плавность хода скорость автомобиля и преодолеваемые им неровности дороги.

В книге имеются отдельные недостатки. Например, приведенные в § 2 главы I сведения о влиянии размеров жесткого колеса на траекторию его оси нельзя считать достаточным обоснованием выбора типичной неровности в виде выступающей синусоиды. В связи с этим вызывает сожаление отсутствие более подробного рассмотрения сглаживающих свойств шины, являющихся основной причиной смягчения воздействия коротких дорожных неровностей на подвеску автомобиля.

Чрезмерно усложнено обоснование выбора возмущающего воздействия в виде единичной неровности. Поясняющий график (фиг. 21) и интегральная форма решения выражений (36), (37), помещенная предварительно, не облегчают понимания предложения.

Применение к решению дифференциальных уравнений колебаний автомобиля операционного метода, изложенного без некоторых промежуточных выкладок, требует подготовки читателя, выходящей за рамки тех общих сведений об этом методе, которые даются в книге. Поэтому было бы более целесообразно при обратных преобразованиях решений пользоваться просто табличными парами соответствий, не прибегая к более сложным теоремам разложения и свертывания. Понимание хода решения при этом было бы отчетливее.

Расчеты колебаний автомобиля ограничены линейными методами. Во многих случаях этого достаточно, однако перспективы развития подвески, и, в частности, пневматической, гидropневматической и некоторых других типов, не могут уложиться в рамки линейных представлений. В связи с этим желательно, чтобы теоретическое исследование подвесок было проведено с нелинейными характеристиками.

Желательно также ввести в книгу описание методов испытаний автомобиля на колебания и плавность хода, а также экспериментального определения параметров подвески. Для инженера, использующего книгу в практической работе, это представляло бы особенный интерес.

Высказанные замечания не умаляют достоинств книги, полно и обстоятельно излагающей теорию колебаний автомобиля и более совершенные способы оценки и выбора параметров подвески его. Многие из помещенных в книге материалов являются оригинальными разработками, публикуемыми впервые.

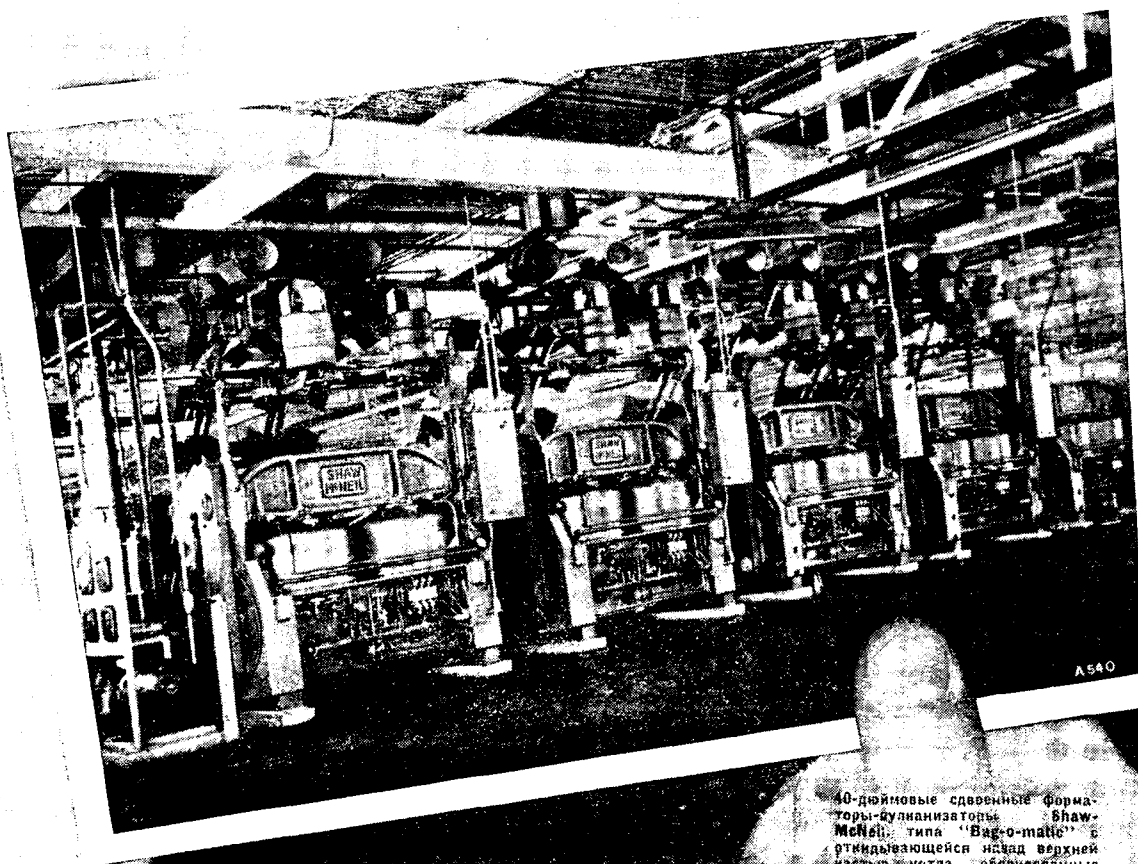
Книга «Подвеска автомобиля и его колебания» является ценным пособием для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и учебником для институтов.

Канд. техн. наук Н. Н. ЯЦЕНКО

за каждой машиной выпускаемой заводом

Francis Shaw СТОЯТ

Исследовательская и Проектная Работы
и Передовая Производственная Техника



Постоянно проводимая исследовательская работа и конструктивные усовершенствования, тесное сотрудничество с потребителями, передовое проектирование, применение высококачественных материалов . . . все это вместе с многолетним опытом способствует созданию машин для производственных процессов с непревзойденными рабочими характеристиками.

40-дюймовые двойные форматоры-вулканизаторы Shaw-McNeil, типа "Bag-o-matic" с откидывающейся насадкой верхней части котла, оборудованные пневматическими конвейерами для автоматической загрузки и разгрузки показаны в работе на шинной заводе.

В числе конструктивных особенностей вулканизаторов "Бэг-о-матик" находят следующие:

- ★ Серия выпускаемых типоразмеров охватывает все размеры шин
- ★ Автоматическая загрузка и разгрузка, или только автоматическая разгрузка, снимают расходы рабочей силы
- ★ Короткое одинаковое время требуется для вулканизации и открывания ускоряет производство



Francis Shaw

FRANCIS SHAW & COMPANY LIMITED MANCHESTER II АНГЛИЯ

Телегр. адрес: "CALENDER" MANCHESTER - Телефон: EAST 1313 - Телекс: 66-357

Адрес лондонской к-ры: 22, Great Smith Street London SW1 - Телефон: Abbey 3245
Телегр. адрес: Vibrate London - Телекс: 22250

Адрес канадского отделения: Francis Shaw (Canada) Ltd Grahams Lane Burlington Ontario
Телефон: Nelson 4-2350 - Телегр. адрес: Calender Burlington Ontario - Телекс: Canada Calender Hamilton 021/662

ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ФИРМЫ ВО ВСЕХ СТРАНАХ М И Р

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.

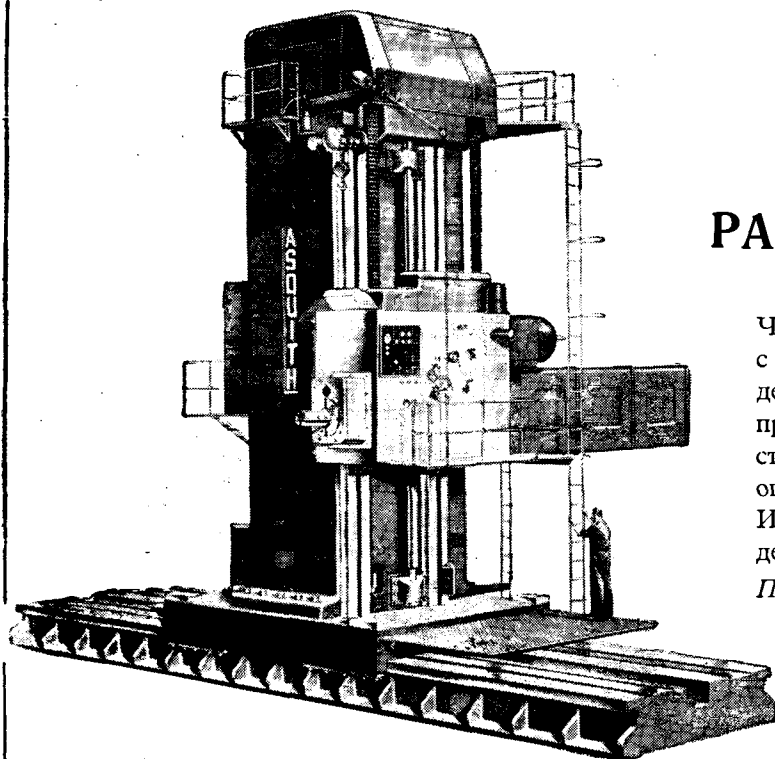
Изготавливаются трех размеров со шпинделем диаметром от 153 до 253 мм.

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:

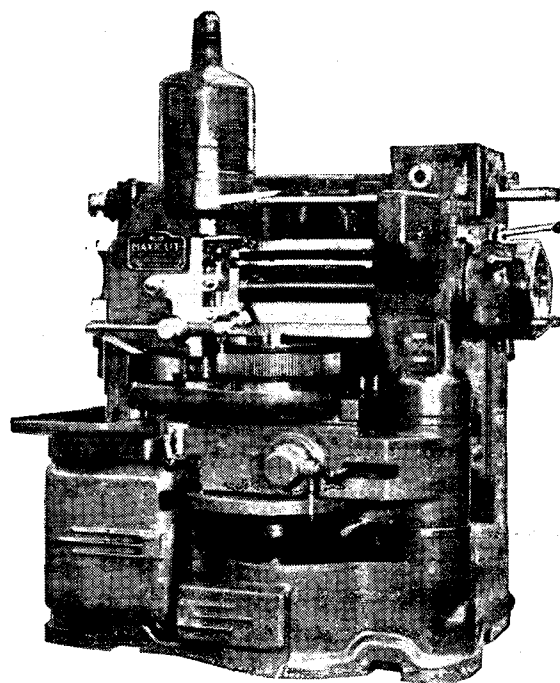
DRUMMOND BROTHERS LTD.

Завод: GUILDFORD, SURREY, АНГЛИЯ

HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2. АНГЛИЯ

Телефон: Trafalgar 7224-6

Телеграммы: Drillmach, London



МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ



S.S. White

Гибкие тросы для присоединения спидометров и тахометров

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White

Все гибкие тросы фирмы S. S. White производятся в Англии на машинах, сконструированных и изготовленных фирмой S. S. White. Производство находится под американским наблюдением, обеспечивающим высокий уровень и постоянство качества тросов. Характеристика гибких тросов фирмы S. S. White:

Гибкость — свойство троса прилегать под собственным весом к поверхностям испытательного стенда.

Сопротивление кручению — восприятие тросом нагрузки, вдвое превышающей расчетную.

Деформация при кручении — угол поворота сечения троса на единицу его длины при приложении единицы нагрузки. Деформация тросов фирмы S. S. White настолько мала, что может быть измерена только особо чувствительными приборами.

Допустимый момент кручения — рабочий крутящий момент в кг/см , который приводной трос может передать. Для тросов фирмы S. S. White эта величина установлена приблизительно равной 25 % от разрушающей нагрузки,

Разрушающая крутящая нагрузка — нагрузка,

при которой трос привода разрушается или скручивается с остаточными деформациями.

Гистерезис вращения — работа, затрачиваемая на преодоление внутреннего трения разгруженного троса.

Минимальный рабочий радиус — радиус наименьшего изгиба, при котором может работать трос данного размера и типа.

Как эти характеристики достигаются?

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White обеспечиваются:

- 1) Качеством применяемой проволоки,
- 2) Количеством жгутов троса,
- 3) Количеством и толщиной проволок в каждом жгуте,
- 4) Созданием запаса прочности,
- 5) Широко проводимыми испытаниями.

Изготавливаемым гибким тросам придаются необходимые свойства различным сочетанием показателей приведенной характеристики. Гибкие тросы фирмы S. S. White поставляются разных типов для удовлетворения различных нужд.

С запросами обращайтесь по адресу:

S.S. White

THE S. S. WHITE DENTAL MFG. CO. (G.B.) LTD.
INDUSTRIAL DIVISION
Britannia Works, St. Pancras Way, London, N.W.1., Англия